



EESTI MAAÜLIKOOL

Tehnikainstituut

**Priit Lille**

**VEDRUSTAMATA MASSI MÕJU MOOTORRATTA BMW F650GS  
SÕIDUOMADUSELE**

**THE EFFECT OF UNSPRUNG MASS ON DRIVING QUALITY ON THE  
BASIS OF BMW F650GS**

Magistritöö

Tootmistehnika õppekava

Juhendaja: teadur Tõnu Leemet, *PhD*

Tartu 2017

Eesti Maaülikool Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Magistritöö lühikokkuvõte	
Autor: Priit Lille		Õppekava: Tootmistehnika	
Pealkiri: Vedrustamata massi mõju mootorratta BMW f650gs sõiduomadusele			
Lehekülgi: 76	Jooniseid: 45	Tabeleid: 9	Lisasid: 8
<p>Osakond: Põllundus- ja tootmistehnika</p> <p>Uurimisvaldkond (ja mag. töö puhul valdkonna kood):</p> <p>ETIS teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika</p> <p>ETIS teaduseriala: 4.14.Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine</p> <p>CERCS teaduseriala: T130</p> <p>Juhendaja: Tõnu Leemet, <i>PhD</i></p> <p>Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu, 2017</p>			
<p>Käesoleva uurimustöö eesmärgiks on välja selgitada vedrustamata massi mõju mootorratta BMW f650gs sõidudünaamikale ning leida sobivad vedrustuse parameetrid suurenenud vedrustamata massi mõju leevendamiseks. Mõju hindamisel võeti aluseks mootorratta raami vertikaalsihiline kiirenduskomponent, mis on otseses seoses juhi poolt tajutava teepinnast tuleva löögiga. Uurimus viidi läbi kasutades SolidWorks Motion simulatsioonikeskkonda ning saadud tulemuste võrdlemiseks modelleeriti mootorratta tagumise vedrustuse analüütilist mudelit Matlab Simulink keskkonnas. Kokku viidi kummaski keskkonnas läbi 96 katset millest 48-l puhul oli vedrustamata massiks 15 kg ning 48-l juhul 40 kg. Igal katsel muudeti vedrustuse parameetreid, milledeks olid amortisaatori sumbuvustegur ning vedru jäikustegur ehk Young'i moodul. Saadud tulemused näitasid, et suurenenud vedrustamata massi korral tuleks kasutada pigem väiksema sumbuvusteguriga amortisaatoreid. Matlab Simulinki modelleerimiste tulemused näitasid, et vedrustamata massi suurenemisel paraneb sõidumugavus kogu vaatluse alla võetud vedrustuse parameetrite korral. Samuti selgus, et mõlema meetodi puhul ei omanud vedru jäikus antud probleemi juures märgatavat mõju. Uurimustöö näitab SolidWorks Motioni ning Matlab Simulinki võimalusi dünaamiliste süsteemide uurimisel.</p>			
Märksõnad: Matlab Simulink, SolidWorks Motion, amortisaator, vedru jäikus, sumbuvustegur			

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Thesis	
Author: Priit Lille		Specialty: Production engineering	
Title: The effect of unsprung mass on driving quality on the basis of BMW f650gs			
Pages: 76	Figures: 45	Tables: 9	Appendixes: 8
Department: Agricultural and Production Engineering Field of research (and for Master's Thesis add research field code): ETIS teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika ETIS teaduseriala: 4.14.Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine CERCS teaduseriala: T130 Supervisor: Tõnu Leemet, <i>PhD</i> Place and date: Tartu, 2017			
<p>The aim of this research is to determine the effect of an unsprung mass on the driving dynamics on the basis of motorcycle BMW f650gs, and to identify suitable parameters for the suspension to mitigate the impact coming from the road. The impact assessment was based on the magnitude of vertical acceleration of the motorcycle frame, which is in direct relation to the driver-perceived shock. The simulations was carried out using SolidWorks Motion software and to compare these results, modeling motorcycle's rear suspension reaction to road bumb was carried out in Matlab Simulink environment. A total of 96 experiments were carried out in each of those environments in 48 of those experiments unsprung mass was taken 15 kg and in other 48 experiments, unsprung mass was 40 kg. During each experiment, suspension's damping coefficient and stiffness of a spring were changed. The obtained results showed that when increasing unsprung mass, suspension with lower damping coefficient should be considered to use. Surprisingly, modelings in Matlab Simulink environment showed that when increasing unsprung mass, driving dynamics improved on any suspension configuration. Both methods also indicated that spring stiffness had little effect on the results. This research also showed tha capabilities of SolidWorks Motion and Matlab Simulink when analyzing dynamic systems.</p>			
Keywords: Matlab Simulink, SolidWorks Motion, suspension, damping, stiffness			

# SISUKORD

SISUKORD .....	4
TÄHISED JA LÜHENDID .....	6
SISSEJUHATUS .....	7
1 ELEKTRIMOOTORRATASTE AJALUGU .....	9
1.1 Esimesed patendid .....	9
1.2 Teine maailmasõda ja sellele eelnevad aastad .....	11
1.3 Aastad 1960-2000 .....	12
1.4 21. sajand .....	14
2 LÄHTEANDMED .....	17
2.1 Mootorratta vedrustusest .....	17
2.2 Amortisaatorite tööpõhimõte .....	19
2.3 Tagahargi vedrustuse teoreetilised alused .....	21
2.4 BMW f650gs tagumise silla geomeetria ning kinemaatiline skeem .....	23
3 SIMULATSIOONID KESKKONNAS SOLIDWORKS MOTION .....	25
3.1 Simulatsioonikeskkonna SolidWorks Motion lühitutvustus .....	25
3.2 Ülesande püstitus ning simulatsiooni läbiviimise metoodika .....	26
3.3 Simulatsioonid vedrustamata massiga 15 kg .....	28
3.4 Simulatsioonid vedrustamata massiga 40 kg .....	32
3.5 Analüüs .....	36
4 MODELLEERIMISED KESKKONNAS MATLAB SIMULINK .....	41
4.1 Modelleerimise läbiviimise metoodika .....	41
4.2 Modelleerimine vedrustamata massiga 15 kg .....	43
4.3 Modelleerimine vedrustamata massiga 40 kg .....	45
4.4 Analüüs .....	48

KOKKUVÕTE .....	51
KASUTATUD KIRJANDUS .....	53
SUMMARY .....	55
LISAD .....	56
Lisa 1. Ogden Boltene patendi joonised .....	57
Lisa 2. Charles Theryci patendi joonised .....	59
Lisa 3. Hosea W. Libbey patendi joonised.....	60
Lisa 4. BMW f650gs .....	61
Lisa 5. BMW f650gs tagumise vedrustuse andmeleht .....	62
Lisa 6. Vedrustamata massiga 40 kg katseandmete tulemused .....	63
Lisa 7. Matlab Simulink'i tulemused vedrustamata massi 15 kg korral .....	69
Lisa 8. Matlab Simulink'i tulemused vedrustamata massi 40 kg korral .....	71

## TÄHISED JA LÜHENDID

$a_z$	–	Mootorratta raami (koos juhiga) vertikaalsihiline kiirendus $\frac{m}{s^2}$
$a_y$	–	Vedrustamata massi vertikaalsihiline kiirendus $\frac{m}{s^2}$
$B_s$	–	Amortisaatori sumbuvestegur $\frac{N*s}{m}$
$B_t$	–	Rehvi sumbuvestegur $\frac{N*s}{m}$
$E_k$	–	Keha kineetiline energia J
$E_{pv}$	–	Kokkusurutud vedru potentsiaalne energia J
$F_s$	–	Vedrustamata massile mõjuvad summaarsed jõud N
$F_v$	–	Mootorratta raamile (koos juhiga) mõjuvad summarsed jõud N
$g$	–	Raskuskiirendus $9,81 \frac{m}{s^2}$
$k$	–	Vedru jäikusmoodul $\frac{N}{m}$
$K_s$	–	Vedru jäikus ehk Young'i moodul $\frac{N}{m}$
$K_t$	–	Rehvi jäikus ehk Young'i moodul $\frac{N}{m}$
$m$	–	Keha mass kg
$M_s$	–	Vedrustamata mass kg
$M_v$	–	Mootorratta raami mass koos juhiga kg
$z$	–	Mootorratta raami vertikaalne nihe m
$v$	–	Keha kiirus $\frac{m}{s}$
$v_z$	–	Mootorratta raami (koos juhiga) vertikaalsihiline kiirus $\frac{m}{s}$
$v_x$	–	Teepinna konaruse (häirituse) vertikaalsihiline kiirus $\frac{m}{s}$
$v_y$	–	Vedrustamata massi vertikaalsihiline kiirus $\frac{m}{s}$
$x$	–	Vedru deformatsioon m
$X_{40}$	–	Vedrustamata massiga 40 kg tagahargi vedru deformatsioon m
$y$	–	Vedrustamata massi vertikaalne nihe m

## SISSEJUHATUS

Käesoleval ajal on seoses kütusehindade tõusu ning tehnoloogia arenguga populaarsust kogumas masstarbe elektrisõidukid. Erinevalt sisepõlemismootorit jõuallikana kasutatavatest sõidukitest, kasutatakse elektrisõidukite puhul peamiselt rummusiseseid elektrimootoreid. Selline tehnoloogiline lahendus võimaldab kokku hoida nii ruumi, vähendada ülekandes tekkivaid energiakadusid ning võimaldab paremini kontrollida jõumomendi jaotamist vedavate rataste vahel. Teisalt tähendab rummusiseste mootorite kasutuselevõtt suuremat vedrustamata massi, mille mõju sõidudünaamikale antud uurimustöö püüabki välja selgitada.

Antud uurimustöö subjektiks on Tartu Teaduspargis mootorratta BMW f650gs baasil arendatav elektrimootorratas, mille jõuallikana kasutatakse kahte rummusisest EnerTrac MH602 vesijahutusega elektrimootorit. Rummusiseste elektrimootorite kasutamine antud mootorratta puhul suurendab mootorratta tagahargi massi.

Mootorratta BMW f650gs suurenenud tagahargi massi mõju hindamiseks sõidudünaamikale on kasutatud kahte meetodit. Esiteks on kasutatud tarkvara SolidWorks Motion, et viia läbi simulatsioonid, võttes aluseks mootorratta tagahargi ning vedrustuse dimensioonid. Simulatsioonide läbiviimisel imiteeriti mootorratta sõitmist kiirusel 30 km/h üle teekonaruse kõrgusega 25 mm ning seejärel registreeriti mootorratta raami vertikaalsihiline kiirendus, mis võeti aluseks sõidudünaamika hindamisel. Simulatsioone korraldati erinevate vedrustuse parameetrite korral ning uuriti kuidas mootorratas käitub rummusiseste mootorite korral ning ilma nendeta.

Teise meetodina kasutati tarkvara Matlab Simulink, kus modelleeriti mootorratta tagahargi matemaatilise mudeli reaktsiooni sisendhäiritusele ehk teekonarusest ülesõitmisele. Modelleerimised viidi sarnaselt SolidWorksi Motioni simulatsioonidega läbi erinevate vedrustuste parameetrite korral ning kahel vedrustamata massi juhul. Modelleerimisel saadud tulemused lubasid võrrelda neid SolidWorks Motionis saadud tulemustega ning teha vastavalt sellele järeldus sobiva vedrustuste jaoks. Kokku viidi läbi 96 simulatsiooni ning 96 modelleerimist.

Antud uurimustöö sisu on jaotatud 4 põhijaotisesse, kus esmalt luuakse ülevaade elektrimootorrataste ajaloost. Seejärel tuuakse simulatsioonide ning modelleerimiste tarbeks vajalikud lähteandmed ning ülesande püstitus. Kahes viimases põhijaotises kirjeldatakse SolidWorks Motion tarkvaras läbi viidud simulatsioone ning Matlab Simulink keskkonnas tehtud modelleerimisi ning saadud tulemusi analüüsitakse ning tehakse vastavalt nendele järeldused.



# 1 ELEKTRIMOOTORRATASTE AJALUGU

## 1.1 Esimesed patendid

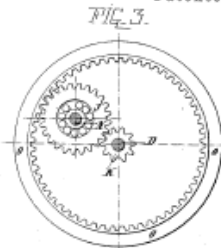
Elektrimootorrataste ajalugu algab 19. sajandi lõpukümnenditel, mil Ameerika leidur Ogden Bolton Jr. registreeris 1895. aastal Ameerikas patendi elektrilisele jalgrattale (Lisa 1). Tegemist oli võrdlemisi lihtsat konstruktsiooni omava liiklusvahendiga, mis tänapäeva mõistes meenutas pigem jalgratast kui mootorratast kuid erinevus jalgrattast tulenes pedaalide puudumisest (Joonis 1). Antud leiutise ajamina kasutati rummusisest elektrimootorit. Jõuallikateks olid pliikud ning kiiruse reguleerimiseks kasutati reostaati. Elektriajam oli kuue pooluseline harjadega alalisvoolumootor, mis suutis arendada võimsust kuni 1 kW. Rummusisese mootori eeliseks oli tema võrdlemisi vaikne töö ning väiksed ülekandekaod [1,2].



**Joonis 1.** Esimene patenteeritud elektrimootorratas [1]

Aasta hiljem, 1896, registreeris Charles Theryc patendi rummusisesele elektriajatile, kus oli esmakordselt kasutatud planetaarülekannet (Joonis 2). Põhiprobleemiks oli seni elektriajami käivitusmomendil juhis tekkinud suur voolutugevus ning sellest tulenev energiakadu mähise kuumenemise näol. Tänu planetaarülekandele suutis elektriajam arendada suuremat võimsust ning seeläbi vähendada mähises kulgevat voolu ja seetõttu vähenes elektrijuhi ristlõike pindala. Teisalt langes sellise leiutise puhul elektrisõiduki poolt arendatav tippkiirus. See leiutis lubas kasutada elektrisõidukitel kergemaid, efektiivsemaid ja kompaktsemaid elektrimootoreid. Antud mehhanismi ülekandearvuks oli 5,6 mida kasutavad ka tänapäeval mitmed elektrimootorrataste tootjad (Lisa 2) [2,3].

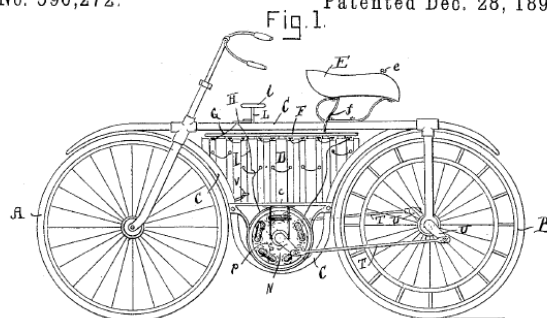
(No Model.) C. THERYC. 2 Sheets—Sheet 2.  
WHEEL WITH ELECTRICAL MOTOR HUB FOR VEHICLES.  
No. 572,036. Patented Nov. 24, 1896.



**Joonis 2.** Charles Theryci poolt patenteeritud rummusisene planetaarülekandega elektrimootor [2]

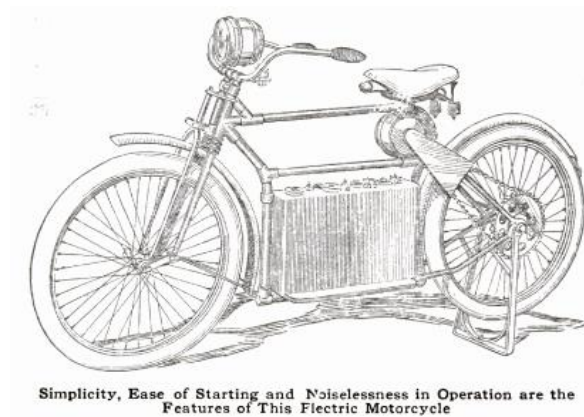
1897. aastal Hosea W. Libbey poolt patenteeritud leiutise puhul on elektriajam paigutatud sõiduki raami keskele (Joonis 3) [4]. Selliselt paigutatud mootorit kasutatakse tänapäeval sisepõlemismootoriga mootorrataste juures. Antud lahenduse korral on võimalik kasutada erinevaid rihm-, kett- või kardaanülekannet, võimaldades sedasi muuta ülekandearvu ning samuti paranes sõiduki kaalujaotus. Ainulaadse lahendusena oli kasutatud kepsülekannet. Ajamilt kantakse moment veorattasse kahe 180-kraadise faasinihkega kepsu abil (Lisa 3) [2].

(No Model.) H. W. LIBBEY.  
ELECTRIC BICYCLE.  
No. 596,272. Patented Dec. 28, 1897.



**Joonis 3.** Raami keskele paigutatud elektriajamiga mootorratas [2]

1911. aasta oktoobrikuu ajakirjas „Popular Mechanics“ kirjeldatakse elektrijõul liikuvat mootorratast, millel juht saab valida kolme kiiruse vahel: 6, 24 või 56 kilomeetrit tunnis. Läbisõiduks lubatakse artikli põhjal 120-160 km. Elektriajam oli paigutatud istme alla ning ülekandena oli kasutusele võetud kettülekanne (Joonis 4). Akude klemmipingeks oli 12 V ning nad olid paigutatud raami alumisse osasse mille tõttu sõiduki masskese oli madalamal [5].



**Joonis 4.** Ajakirjas Popular Mechanics kirjeldatud mootorratas [5]

1919. aastal konstrueeris Inglismaa põllumajandustehnikat tootev ettevõtte Ransomes, Sims & Jefferies külgvankriga elektrimootorratta prototüübi. Akud olid paigutatud külakorvi reisija istme alla ning mootori juhtseadmestik oli paigutatud kütusepaagi asemele. Kuigi mootorratas oli tunnistatud kui tänavasõidu kõlblikuks, siis seeriatootmiseni ei jõutud ning ühtegi eksemplari säilinud pole [6].

## 1.2 Teine maailmasõda ja sellele eelnevad aastad

1936. aastal asutasid Brüsselis kaks venda Maurice ja Albert Limelette ettevõtte nimega Socovel (*Société pour l'étude et la Construction de Vehicules Electriques* – Elektrisõidukite arendus- ja tootmisettevõtte), mille üheks eesmärgiks oli toota elektrimootorrattaid. Alanud Teine Maailmasõda ja Saksa okupatsiooni ajal kütuse tarbimisele kehtestatud piirangud löid eeldused elektrimootorrataste seeriatootmiseks. Jaanuaris 1941 valmis esimene prototüüp, mis kasutas 1 hobujõulist elektrimootorit ning energia talletamiseks oli mootorratas varustatud kolme 6 V-ise ja 45 ampertunnise mahtuvusega pliikuga ning mille läbisõiduks oli planeeritud 50 km, kiirusel kuni 30 km/h. Laadimisajaks oli ette nähtud 10 tundi ja sõiduk kaalus 75 kg. Kokku valmistati 400 eksemplari. Sõja lõppedes nende sõidukite populaarsus aga langes ning tootmine lõpetati aastal 1948. Akude paigutus oli sõiduki alaosas ning ülekandena kasutati kettülekannet (Joonis 5) [7].



**Joonis 5.** Ettevõtte Socovel poolt loodud elektrimootorratas [7]

Kütusenappus aitas populariseerida elektrisõidukeid ka Ameerikas. Sõjaaastatel konstrueeris California leidur Merle Williams elektrimootorratta, mis vedas järel üherattalist pagasikäru. Tänu sõiduki populaarsusele, asutati 1946. aastal ettevõtte nimega Marketeer, tänapäeval tuntud kui elektrilisi golfikärusid tootev ParCar Corp [8].

### 1.3 Aastad 1960-2000

Esimene hübriidajamiga mootorratas ehitati aastal 1967, mil keemik Karl Kordes<sup>1</sup> ehitas esimese mootorratta, mis kasutas vooluallikana kütuseelementi. Kütusena kasutati hüdrasiini, mille kulu 100 km kohta oli 1,18 liitrit [9].

Samal aastal ehitas mootorrattaid tootev ettevõtte „Indian“ esimese elektrimootorratta prototüübi nimega „Papoose“ (Joonis 6). Paraku on teadmata selle sõiduki tehnilised näitajad [11].

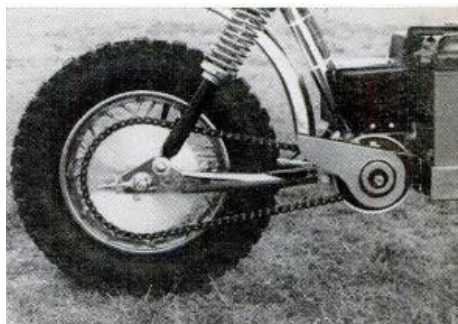


**Joonis 6.** Prototüüp „Papoose“ [11]

---

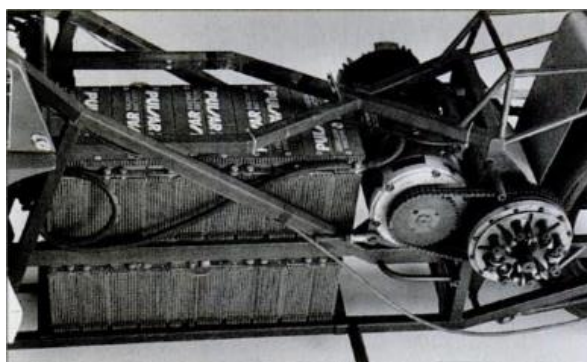
<sup>1</sup> Karl Kordes. 1922-2011. Austria keemik ja leidur. Alkaline tüüpi patarei leiutaja [10]

1974. aastal tõi Ameerika ettevõtte „Auranthic Corp“ turule peamiselt linnaliiklusesse mõeldud elektrimootorratta. Mootorrattal oli elektrimootor võimsusega 0,75 kW, mis suutis arendada tippkiirust 50 km/h. Ühe laadimistsükliga läbitud kilomeetrite arv oli 50 ning energiaallikateks oli kaks 12 V-st akuelementi. Jõuülekandena kasutati kettülekannet (Joonis 7) [12].



**Joonis 7.** Aurantic Corp loodud elektrimootorratta jõuülekanne [12]

1974. aasta energiakriisi ajal, seni vaid mootorrataste istmeid tootnud Ameerika ettevõtte Corbin Gentry, püstitas ettevõtte poolt valmistatud mootorratas uueks elektrimootorrataste kiirusrekordiks 266 km/h. Tehnoloogilise uuendusena kasutati seal akude elektriahelas ümber lülitamist vastavalt mootorratta kiirusele: teatud kiiruse saavutamisel lülitati akud jadamisi, suurendades seeläbi mootori toitepinget. Selline lülitus võimaldas elektriajamat kasutada efektiivsemalt erinevatel kiirustel. Jõuülekandena kasutati libiseva siduriga kettülekannet (Joonis 8) [13].



**Joonis 8.** Mootorratta Corbin elektriajam koos akudega [13]

1995. aastal võttis Electric Motorbike Inc. tehnoloogilise uuendusena kasutusele sünkroonmootori (Joonis 9). See uuendus võimaldas elektrimootorit juhtida

elektrooniliselt ning seeläbi tagada mootori parem efektiivsus. Lisaks kasutati sõidukil rekuperatiivpidurdust, millega taaskasutati pidurdamisel vabanenud energia. Mootorratas oli võimeline ühe laadimisega läbima 56 km ning arendama tippkiirust 72 km/h [14].



**Joonis 9.** Electric Motorbike Lectra VR24 [14]

Esimeks masstootmisesse jõudnud elektrimootorrattaks, või täpsemalt elektrimotorolleriks võib pidada 1996. aastal Peugeot' poolt tootmisesse jõudnud Scoot'Elec'i. Kuni aastani 2006 tootmises püsinud sõidukit müüdi kokku 3500 eksemplari. Jõuallikana kasutati alalisvoolumootorit võimsusega 2,8 kW, mida varustasid energiaga kolm nikkel-kaadmium tüüpi akut. Peamiselt linnakeskkonda loodud sõiduk suutis ühe laadimisega läbida 40 km ning arendades tippkiirust 45 km/h [15].

## **1.4 21. sajand**

21. sajandi alguses tõusma hakanud vedelkütuste hinnad on loonud eeldused elektrimootorrataste arendamiseks ning tootmiseks. Üheks tõukeks on olnud ka akutehnoloogiate edenemine ning nende suurenenud tootmismahud. See on võimaldanud elektrisõidukitel suurendada ilma tankimiseta läbisõitu tasemeni, mis on võrreldav sisepõlemismootorit omava sõidukiga. Elektrimootorrataste puudujäägiks võrreldes sisepõlemismootorsõidukitega on tankimisele kuluv aeg: elektrisõidukite akude laadimiseks kuluv aeg on võrreldes vedelkütust tarbiva sõiduki tankimisega kordades enam. Elektrimootorrataste arendamisega on maailmas tänapäeval peamiselt tegelemas kaks ettevõtet: Zero ning Brammo [16].

Ettevõtte Zero on 2006. aastal Californias loodud elektrimootorrataste arendamise ning tootmisega tegelev ettevõtte. 2017 aasta seisuga on mudelivalikus 6 elektrimootorratast, milledest mudeli ZERO SR zf 13.0 läbisõit linnas ühe tankimisega on kuni 325 km (Joonis 10). Ajamina kasutatakse Z-FORCE® 75-7R mootorit, mille maksimaalne võimsus on 52 kW. Harjadeta mootori jahutamiseks kasutatakse õhku ning ülekandena kettrihma. Akupaki elueaks hinnatakse 732 000 km ja laadimisajaks 11 tundi. Lisades laadimisvõimsust on võimalik vähendada seda aega 3,1 tunnini. Energiakulu on võrreldav 0,5 l/100 km kohta tarbiva sisepõlemismootorit omava mootorrattaga [17].



**Joonis 10.** ZERO SR zf 13.0 [17]

2015. aasta seisuga turul pakutavatest elektrimootorratastest annab ülevaate Tabel 1. Tabelist on näha, et võrdluse all olevate mudelite võimsus- ning hinnaklass on üsna varieeruv. Mootorrataste võimsus ulatub ühel juhul 200 kW-ni ning hinnatase 46 000 €-ni.

**Tabel 1.** Elektrimootorrataste võrdlustabel [18]

Mudel	Hind, €	Energiamahuvus kWh	Läbisõit, km	Võimsus, kW
2015 Zero SR	17390	15,3	296	67
2015 Zero S	15510	15,3	296	54
2015 Zero DS	15510	15,3	272	54
2015 Zero FX	10434	5,7	112	44
2014 Brammo Empulse	15980	10,2	204,8	54
2014 Brammo Evertia Plus	10340	6,2	128	17
Lightning LS 218	44180	20	256	200
Energica Ego	31960	11,7	188,8	97
Mission R	39950	17	368	163
Agility Saitta	21620	11	192	96,5
Lito Sora	46060	12	198,4	60
<b>Keskmine</b>	<b>24448,5</b>	<b>12,7</b>	<b>228,4</b>	<b>82,4</b>



2016. aastal tõi Ameerikas Utah osariigis mootorrattaid tootev ettevõtte Victory Motorcycles turule elektrimootorratta 2016 EMPULSE® TT (Joonis 11). Jõuallikana kasutatakse antud mootorrattal vahelduvvoolu mootorit. Ülekanne koosneb käigukastist, hüdraulilisest sidurist ning kettrihmast [19].



**Joonis 11.** 2016 EMPULSE® TT [19]

21. sajandi alguses on jõudsalt arendatud võistluste tarbeks mõeldud elektrimootorrattaid. 2012. aastal püstitas mootorrattas Lawless Electric Rocket elektrimootorrataste kiirusrekordi, kui saavutas 400 meetri pikkusel distantil kiiruse 321 km/h. Võrdluseks võib tuua, et sama distantsi rekord sisepõlemismootorrataste võistlusklassis oli sel hetkel 387 km/h. 400 meetri läbimiseks kulus mootorrattal 6,940 sekundit ning mootorrattas kasutas toitepinget 355 V [16].



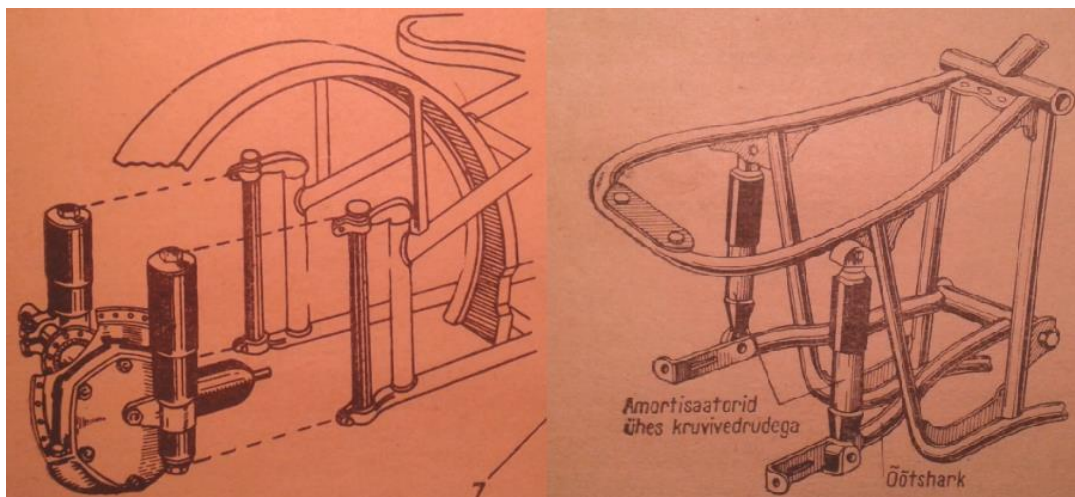
## 2 LÄHTEANDMED

### 2.1 Mootorratta vedrustusest

Vedrustus on defineeritud kui seadiste kogum, mis ühendab elastselt sõiduki toest (raami, keret vms.) ja sildu või rattaid, vähendab toese ja rataste dünaamilisi koormusi ning summutab nende võnkeid ja võimaldab sõidu ajal reguleerida sõiduki kere asendit [20]. Mootorratta puhul moodustub tema vedrustus peamiselt esi- ja tagahargist koos vastavate amortisaatorite, vedrude ning rehvidega. Amortisaatorite, vedrude ning rehvide ülesandeks on summutada teekonarustest tulenevaid lööke ning tagada sujuv ja ohutu sõit. Vedrustussüsteemi olemasoluta muutuks väiksempi teekonarus mootorrattale ning juhile ohtlikuks.

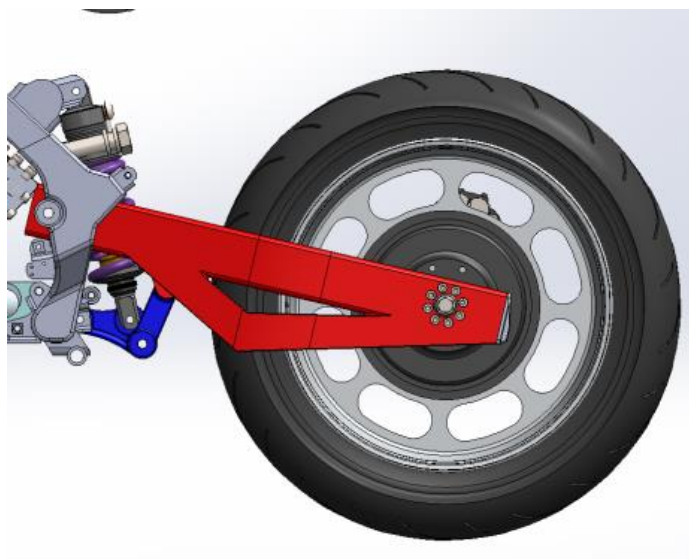
Üldiselt on vedrustusel kaks peamist eesmärki: tagada suurem sõidumugavus ning parem juhitavus. Sõidu sujuvus avaldub teepinnalt tulenevate löökide isoleerimisel mootorratta raamist. Turvalisus aga tagatakse rehvi ning teekatte pideva kontakti saavutamises. Vedrustuse kasutamise tõttu hüpleb tagumine ratas vähem ning seetõttu pöörleb ratas õhus vähem tühjalt ja seega võimaldab vedrustus efektiivsemalt kasutada mootori võimsust. Samuti väheneb ratta parema kontakti tõttu teepinnaga külglibisemise oht järsul pidurdamisel [21, lk 235].

Üldjuhul kasutatakse mootorrataste tagaharkide puhul kahte tüüpi vedrustusi: telje sirgjoonelise liikumisega vedrustust ning telje kaarliikumisega vedrustust (Joonis 12). Kuna telje sirgjoonelise vedrustuse juures liigub tagaratta telg sirgjooneliselt üles-alla, siis muutub seejuures ka käigukasti ja tagaratta vaheline kaugus. Sellise vedrustuse korral kasutatakse jõuülekandes üldjuhul kardaanajamit. Kettülekande kasutamisel keti pingus varieeruks suures ulatuses, mis aga võib viia keti purunemiseni. Tänapäeval kasutatakse mootorrataste juures peamiselt telje kaarliikumisega vedrustusi. Sellise mehhanismi korral kinnitub ratas õõtschargile, mis omakorda on kinnitatud telgliigendiga mootorratta raamile. Telgliigend püütakse paigutada võimalikult lähedale vedavale ketirattale, et vältida ketis tekkivaid pingeid teekonarustest ülesõitmisel. See lubab omakorda kasutada pikema käiguga vedrustusi [21, lk 235].



**Joonis 12.** Telje sirgjoonelise liikumisega vedrustus vasakul ning telje kaarliikumisega vedrustus paremal [21]

Käesoleva uurimistöö objektiks on mootorratas BMW f650gs (Lisa 4). Antud mootorratta tagumine vedrustus on lahendatud kaarliikumisega tagahargiga (Joonis 13). Selline lahendus võimaldab kasutada kettülekanet. Kuid pärast sise põlemismootori asendamist rummusiseste elektrimootoritega kadus ära vajadus kettülekanne järel. Samuti on Jooniselt 13 võimalik näha, et amortisaatori sidumiseks tagahargiga kasutatakse nn amordi linki ehk liigendsüsteemi. Sellise mehhanismi korral varieerub jõuõla pikkus vastavalt tagahargi asendile.

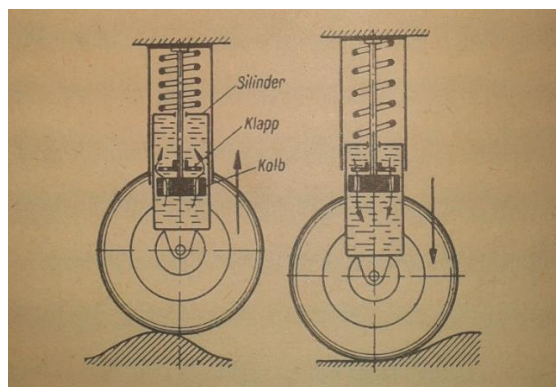


**Joonis 13.** BMW f650gs tagahargi vedrustus

## 2.2 Amortisaatorite tööpõhimõte

Sõidumugavuse suurendamiseks püütakse vedrustuses kasutada elastseid vedrusid. Kuid elastsed vedrud ei saa vastu võtta ratastel tekkivaid järske tõukeid, sest vedrud „löövad läbi“, andes tõuke üle ratta teljelt mootorratta raamile. Teisalt ei vaibu elastsete vedrude kasutamisel raami õõtsumine saadud tõukest kohe, vaid jätkub kustuva võnkumisena teatud aeg. Selline kestev õõtsumine on juhile ebamugav ning halvendab oluliselt sõidu ohutust. Et aga võnkumisi kiiremini summutada, kasutatakse vedrustusseadistel amortisaatoreid [21, lk 237]. Amortisaatorite omadused on määratud vedru jäikusega  $K$  ehk Youngi mooduliga ning amortisaatori sumbuvusteguriga  $B$ .

Joonisel 14 on kujutatud hüdraulilise amortisaatori tööpõhimõte. Antud amortisaatori peamisteks osadeks on vedru ning õliga täidetud silinder, kus asub klappiga kolb. Amortisaatorid konstrueeritakse üldjuhul selliselt, et ta avaldaks alati suuremat takistust vedru sirgumisel [22, lk 150]. Ratta veeremisel teepinna konarusele surutakse vedru kokku ja ratta koos silindriga läheneb raamile. Seejuures tekib silindris kolvialuses ruumis rõhk. Rõhu mõjul avaneb klapp ja õli hakkab läbi kolvi avade voolama kolvipealsesse ruumi. Õli liikumise kiiruse ehk amortisaatori sumbuvusteguri määrab ära kolvis olevate avade suurus. Mida rohkem on õli liikumine takistatud, seda suurem on sumbuvustegur. Kuna vedru kokkusurumisel avaneb klapp, siis ei ole õli voolamine eriti takistatud ja amortisaatori poolt avaldatav takistus vedru kokkusurumisel on väike. Pärast teepinna kühmu ületamist lükkab vedru silindrit koos rattaga allapoole. Nüüd tekib silindris rõhk pealepoole kolbi jäävas ruumis. Klapp sulgub ja vedeliku pääsemine kolvi alla on raskendatud. Seetõttu aeglustab amortisaator vedru vabanemist koormuse alt. Tänu amortisaatorile välditakse mootorratta raami kestvat võnkumist [21, lk 239].



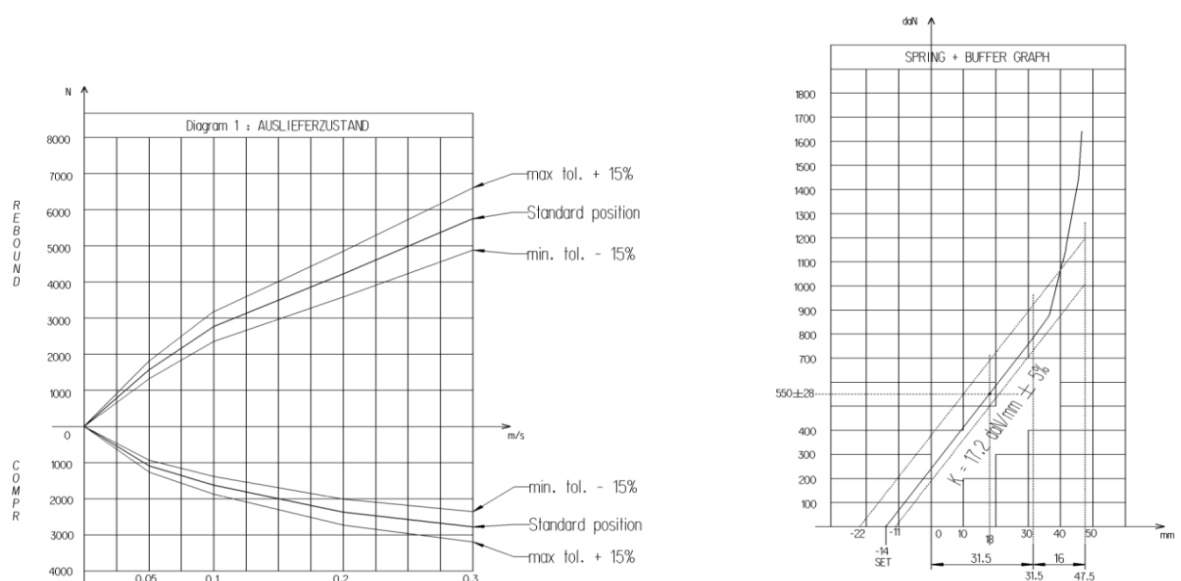
**Joonis 14.** Hüdraulilise amortisaatori tööpõhimõte [21]

BMW f650gs kasutab tagahargile mõjuvate löökide summutamiseks ning raami paremaks isoleerimiseks teekonarustest Showa B0192 reguleeritavat amortisaatorit (Joonis 15). Antud amortisaator võimaldab tagahargi liikumist ratta võlli kohast mõõdetuna 165 mm ning amortisaatori käigupikkus on 47,5 mm (Lisa 5).



**Joonis 15.** Showa B0192 amortisaator

Joonisel 16 näeme BMW f650gs tagumise vedrustuse karakteristikuid. Samuti võib graafikult järeldada, et mootorrattal kasutatava amortisaatori kokkusurumis ning sirgumis graafikud ei ole sümmeetrilised tasakaaluasendi suhtes. Graafikult selgub, et amortisaatori sirgumiseks kulub rohkem jõudu kui kokku surumiseks. See on täiesti kooskõlas eelnevalt kirjeldatud amortisaatorite konstrueerimise põhitõdedega. Samuti näeme parempoolselt graafikult, et antud amortisaatori vedru jäikus on 172 kN/m kohta ning vedru jäikus sõltub vedru deformatsioonist.



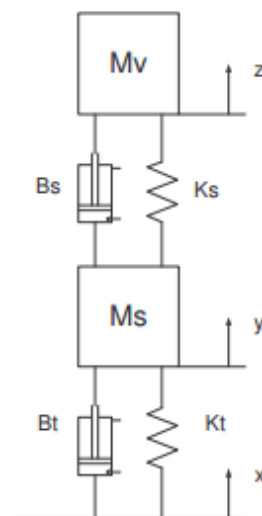
**Joonis 16.** BMW f650gs tagumise vedrustuse karakteristikud

Joonise 16 vasakpoolsemat graafikut uurides saab järeldada, et amortisaatori sumbuvestegur ei ole lineaarses sõltuvuses kokkusurumise kiirusest. Näeme, et kiiruse tõustes sumbuvesteguri ehk antud juhul graafiku tõus ei ole konstantne vaid on kolmes lõigus erinev. Graafikult võib lugeda hinnangulise sumbuvesteguri väärtuse kiiremini kui 0,1 m/s mõjuvate löökide puhul, milleks on 20 kN/(m/s).

## 2.3 Tagahargi vedrustuse teoreetilised alused

Sõidukite kui dünaamiliste mehhanismide ohutuse ning sõidumugavuse tagamisel on oluline hoida tema masskese sõidu vältel välisjõududest võimalikult mõjutamata ning oluline on tagada rehvi pidev kontakt teepinnaga. Seda püütakse saavutada eraldades löögisummutite ehk amortisaatorite abil teepinnast inertne mass. Amortisaatorites muundatakse teepinnalt tulenev löögienergia soojusenergiaks. Ehk piltlikult öeldes püütakse tagada olukord kus mootorratta masskeskme kiirenduskomponendid ehk indikaatorid raamile mõjuvatest jõududest oleksid minimaalsed või puuduksid üldse ning et rehvi samal ajal kopeeriks teepinna profiili tagades pideva haakumise rehvi ja teekatte vahel.

Lihtsustatult võib mootorratta tagasilla dünaamilist mudelit vaadelda kui kahe vabadusastmelist dünaamilist süsteemi (Joonis 15).



**Joonis 15.** Mootorratta tagasilla dünaamilise süsteemi mudel [22]

Kus

$M_v$  – Mootorratta raami mass koos juhiga kg;

$M_s$  – Vedrustamata mass kg;

$z$  – Mootorratta raami vertikaalne nihe m;

$y$  – Vedrustamata massi vertikaalne nihe m;

$x$  – Häirituse nihe m;

$B_s$  – Amortisaatori sumbuustegur  $\frac{N \cdot s}{m}$ ;

$K_s$  – Vedru jäikus ehk Young'i moodul  $\frac{N}{m}$ ;

$B_t$  – Rehvi sumbuustegur  $\frac{N \cdot s}{m}$ ;

$K_t$  – Rehvi jäikus ehk Young'i moodul  $\frac{N}{m}$ .

Antud mudelis on kirjeldatud kahte inertset massi: vedrustamata ning raami massi. Vedrustamata massiks nimetatakse dünaamilises süsteemis seda osa mis on vahetult väliste jõudude mõjuvallas. Sõiduki puhul on selleks üldjuhul veermiku detailid koos amortisaatoritega. Mootorratta tagahargi puhul moodustab vedrustamata mass kõikidest neist detailidest, mis otseselt kinnituvad tagahargile (rehv koos veljega, rummusisesed mootorid, amortisaatorid, voolikud, kinnitusdetailid jne).

Et koostada aga antud süsteemile liikumisvõrrandid, tuleb lähtuda Newtoni teisest seadusest. Kuna tagasilla dünaamiline mudel koosneb kahest kehast millel on mass, siis tuleb koostada võrrandisüsteem, mis rahuldab mõlemat keha (Valem 2.3.1).

$$\begin{cases} M_v \cdot a_z = \sum F_v \\ M_s \cdot a_y = \sum F_s \end{cases} \quad (2.3.1)$$

Kus

$a_z$  – Mootorratta raami (koos juhiga) vertikaalsihiline kiirendus  $\frac{m}{s^2}$ ;

$a_y$  – Vedrustamata massi vertikaalsihiline kiirendus  $\frac{m}{s^2}$ ;

$F_v$  – Mootorratta raamile (koos juhiga) mõjuvad summarsed jõud N;

$F_s$  – Vedrustamata massile mõjuvad summaarsed jõud N.

Antud mudelis määravad jõu suurused rehvi ning vedrustuse sumbuuse ja jäikuse tegurid. Seega saab Valemi 2.3.1 parema poole lahti kirjutada, kasutades selleks jäikus- ning sumbuustegureid (Valem 2.3.2).

$$\begin{cases} M_v * a_z = -K_s(z - y) - B_s(v_z - v_y) - M_v * g \\ M_s * a_y = K_s(z - y) + B_s(v_z - v_y) - K_t(y - x) - B_t(v_y - v_x) - M_s * g \end{cases} \quad (2.3.2)$$

Kus

$v_z$  – Mootorratta raami (koos juhiga) vertikaalsihiline kiirus  $\frac{m}{s}$ ;

$v_y$  – Vedrustamata massi vertikaalsihiline kiirus  $\frac{m}{s}$ ;

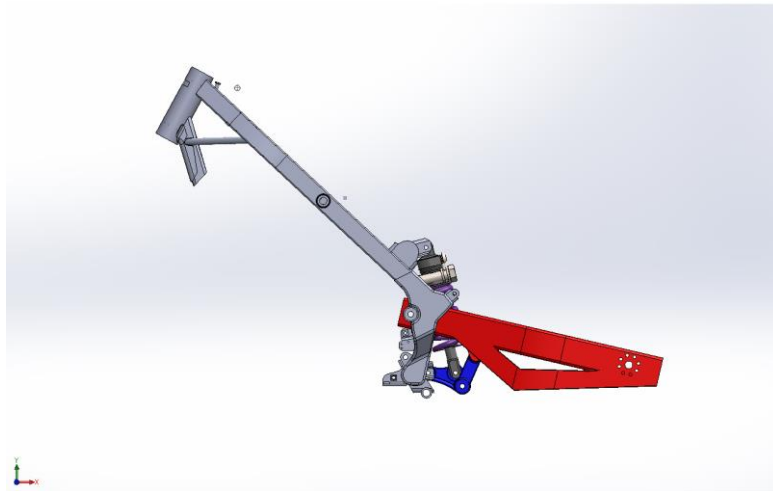
$g$  – Raskuskiirendus  $9,81 \frac{m}{s^2}$ ;

$v_x$  – Teepinna konaruse (häirituse) vertikaalsihiline kiirus  $\frac{m}{s}$ .

Antud võrranditest selgub, et mootorratta sõidu dünaamikat määravateks teguriteks on  $K_s$ ,  $B_s$ ,  $K_t$ ,  $B_t$ ,  $M_v$  ja  $M_s$ .

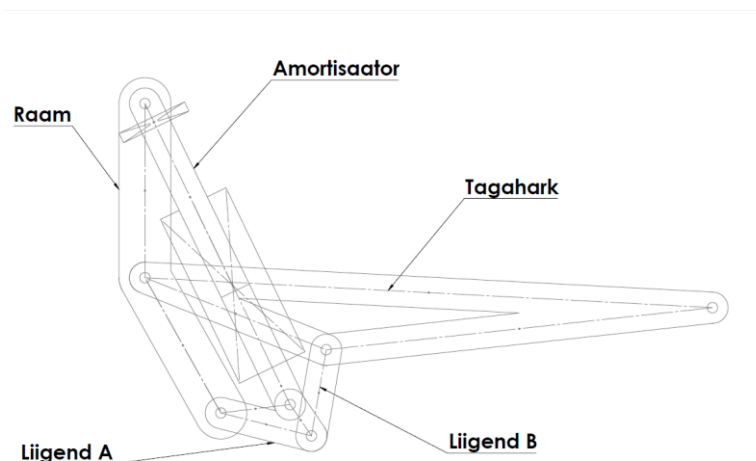
## 2.4 BMW f650gs tagumise silla geomeetria ning kinemaatiline skeem

Eelmises alapeatükis välja toodud liikumisvõrrandite üheks puuduseks on dünaamilise süsteemi korral geomeetriast tulenevate mõjude arvestamata jätmine. Jooniselt 16 näeme, et mootorrattas BMW f650gs kasutab telje kaarjooneline liikumisega vedrustust. Seega vedrustamata massi liikumise trajektoor ei ole enam sirgjooneline ehk süsteemi vabadusaste suureneb. Lisaks on antud mootorrattal kasutatud amortisaatori ühendamiseks tagahargiga liigendit. Sellise lahenduse kasutamise korral on amortisaatori ja tagahargi ühendamisel tekkiv jõuõlg pidevalt muutuv ning seega ka amortisaatorile mõjuv jõud sõltub tagahargi asendist. Antud efekte ei ole arvesse võetud aga Joonisel 15 kujutatud mudelis ega Valemis 2.3.2. See aga vähendab antud analüütilise mudeli adekvaatsust kirjeldamaks reaalelulisi tingimusi.



**Joonis 16.** BMW f650gs tagumine hark koos amortisaatoriga

Võttes aluseks Joonisel 16 kujutatud mootorratta BMW f650gs tagumise hargi konstruktsiooni ning dimensioone, koostati SolidWorks keskkonnas mootorratta kinemaatiline skeem kasutades *Block* meetodit. Antud meetod lubab käesoleval juhul konstrueerida mootorratta tagasillast lihtsustatud kinemaatilist skeemi, mis on aluseks mootorratta dünaamika uurimisel. *Block* meetodil loodud kinemaatiline skeem on välja toodud Joonisel 17.



**Joonis 17.** Mootorratta tagasilla lihtsustatud kinemaatiline skeem

Skeemil on hilisemate arvutuste lihtsustamise huvides võetud raami vabadusastmeks 1 ehk raami liikumine on piiratud vaid vertikaaltelje sihis. Selliselt me küll ei arvesta mootorratta raami inertsimomenti, mis aga reaolukorras mootorratta dünaamikat mõjutab.

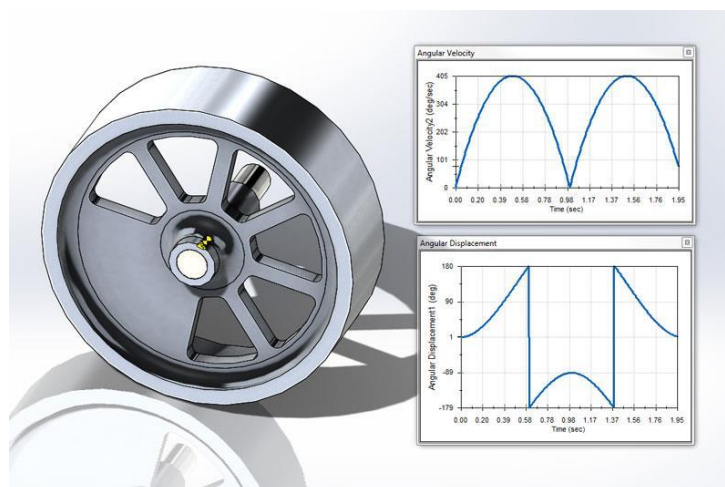


### 3 SIMULATSIOONID KESKKONNAS SOLIDWORKS MOTION

#### 3.1 Simulatsioonikeskkonna SolidWorks Motion lühitutvustus

SolidWorks Motion on raalprojekteerimise tarkvara SolidWorks tööriist, mis võimaldab simuleerida uuritavat konstruktsiooni või mudelit tööolukorra tingimustes. SolidWorks Motion aitab tootearenduse protsessis kokku hoida nii aega kui raha kuna prototüüpide loomise vajadus puudub. Enne mudeli seeriatootmist on võimalik simulatsioonidest saadud tagasiside põhjal parendada toote mehaanilisi ning disainilisi omadusi. Lisaks võimaldab SolidWorks Motion uurida ning analüüsida mudelit puudutavaid kinemaatilisi ning dünaamilisi probleeme.

SolidWorks Motion keskkonnas on võimalik uuritavat objekti koormata erinevate väliste jõududega, võtta arvesse gravitatsiooni, simuleerida vedru ning amortisaatori mõju, detailide omavahelisi suhtelisi liikumisi ning sidemeid ja keha inertsist tingitud dünaamilisi efekte. Simulatsiooni vältel on võimalik registreerida nii lineaar- kui nurkkiiruseid ja kiirendusi ning uuritava objekti liikumisest tulenevaid jõudusid. Saadud tulemused on võimalik eksportida .csv failiformaadis või kuvada tulemused graafiliselt (Joonis 18).



**Joonis 18.** Näide SolidWorks Motioni poolt väljastatud graafikutest [23]

### 3.2 Ülesande püstitus ning simulatsiooni läbiviimise metoodika

Vedrustamata massi positiivse või negatiivse mõju üle on valdavalt olnud pidev diskussioon. Kasutades SolidWorks Motion tarkvara, on võimalik uurida, kuidas rummusiseste elektrimootorite näol suurenenud vedrustamata mass mõjutab mootorratta BMW f650gs sõidudünaamikat ning seejärel teha järeldus, missugune vedrustuse konfiguratsioon on antud mootorrattale sobilikum.

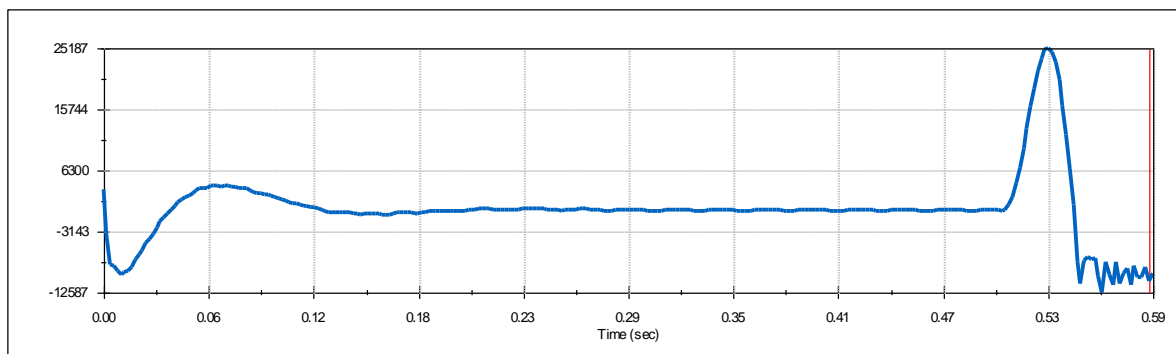
Uurimisalusel mootorrattal on sisepõlemismootor asendatud kahe rummusisese EnerTrac MH602 elektrimootoriga. Kumbki mootor kaalub orienteeruvalt 12,5 kg ning seega on nende mootorite näol tagumises sillas lisandunud massi hinnanguliselt 25 kg. Kokku on vedrustamata massi tagumises sillas koos elektrimootoritega 40 kg. Simulatsioonide aluseks võetud kaks juhtu: esimesel juhul on vedrustamata massiks 15 kg, teisel 40 kg.

Mootorratta raami massi valikul sai lihtsustamise huvides eeldatud, et akupakkidest tulenev lisandunud mass kompenseerib sisepõlemismootori eemaldamisel tekkinud massikao. Mootorratta BMW f650gs tühimag on 191 kg [24]. Mootorratta juhi massiks on simulatsioonide läbiviimiseks võetud 69 kg. Seega mootorratta kogu hinnanguline vedrustatud mass on 260 kg. Lihtsustamise huvides on esi- ning tagasillale langeva massi kaalujaotuseks võetud suhe 50:50. Seega on tagasillale toetuvaks massiks  $M_v$  130 kg.

Rehvi geomeetriast tulenevalt on rehvi „vastupanu“ ehk jäikus rehvi radiaalsest kokkusurumisest mittelineaarses sõltuvuses [25]. Lihtsustamise ning arvutusressursi kokkuhoiu mõttes on antud simulatsioonides rehvi jäikus võetud olevat lineaarses sõltuvuses rehvi radiaalsest deformatsioonist. Antud väärtuseks  $K_t$  on võetud 300 kN/m ning rehvi summutusteguriks  $B_t$  on võetud 0,35 kN\*s/m [26].

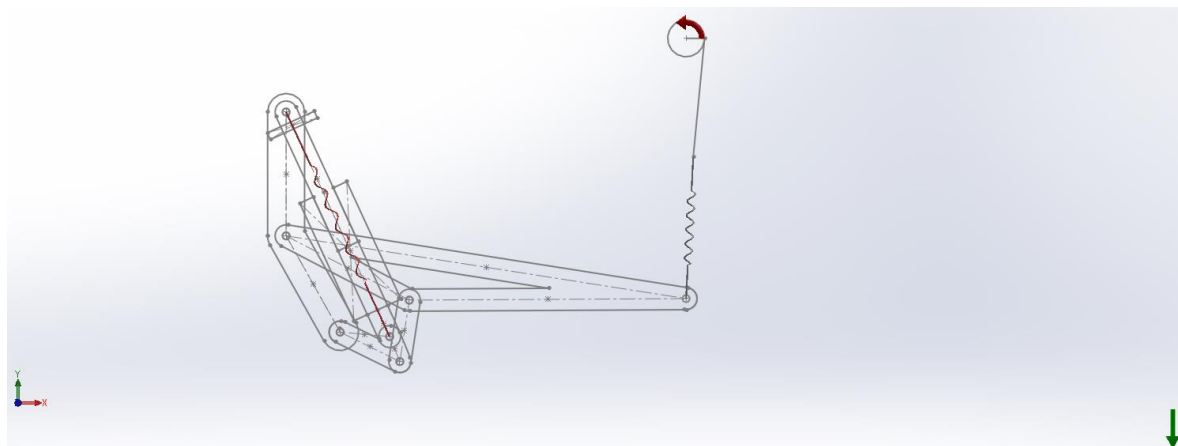
Uuritava vedrustuse parameetrite valikul lähtuti BMW f650gs tagumise vedrustuse jäikusest, mis on võetud tootja poolsetest andmetest, milleks on 172 kN/m. Simulatsioonides on vedru jäikuse uurimisvahemikuks valitud 50 kN/m kuni 500 kN/m. Amortisaatori sumbuusteguri uuritavaks vahemikuks on võetud 25 kN\*s/m kuni 250 kN\*s/m.

Vedrustamata massi mõju hindamiseks sõidudünaamikale registreeriti pärast tagaratta üle teekonaruse veeremise imiteerimist mootorratta raami vertikaalsihiline kiirendus. Mootorratta sõidukiirusena eeldati, et see on 30 km/h ning teekonaruse profiil oli poolringkühm kõrgusega 25 mm ja diameetriga 50 mm. Antud mudelit võib vaadelda kui sumbuva võnkumisega süsteemi. Et algolekust tingitud häiritusi elimineerida, lasti süsteemil enne häirituse ehk teekonaruse imiteerimist 0,5 s stabiliseeruda, et algoleku võnkumised jõuaks ajas sumbuda (Joonis 19).



**Joonis 19.** Raami vertikaalsihilise kiirenduse graafik

Kõikide simulatsioonide kestel tagati võrdne geomeetiline algolek (Joonis 20). Joonisel paremas nurgas kujutatud roheline nool näitab gravitatsiooni mõjumise suunda.



**Joonis 20.** Simulatsiooni algolek

Antud töös on sõidudünaamika hindamiseks arvesse võetud just raami vertikaalsihiline kiirendusmoodul. Tulenevalt Newtoni Teisest seadusest on raami kiirendus ning temale mõjuv jõud linearses seoses, mille võrdeteguriks on raami mass  $M_v$ . Seega teades raami vertikaalsihilist kiirendust oskame hinnata juhi poolt tajutavat sõidumugavust.

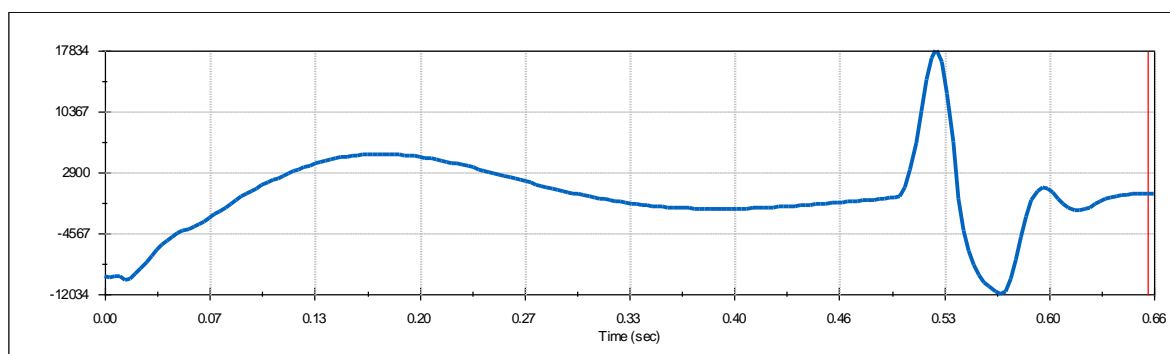
### 3.3 Simulatsioonid vedrustamata massiga 15 kg

Esimesena tuli vaatluse alla mootorratta tagasild vedrustamata massiga 15 kg. Sellega simuleeriti mootorratta BMW f650gs tehaseseades oleva konstruktsiooni dünaamikat erinevate amortisaatori konfiguratsioonide korral. Meeldetuletuseks, et antud mootorratta tagumise vedru jäikus tehaseseades on 172 kN/m ja amortisaatori sumbuvestegur 20 kN\*s/m. Kokku viidi läbi 48 simulatsiooni, mille tulemused on toodud Tabelis 2.

**Tabel 2.** Raami maksimaalne kiirendus vedrustamata massi 15 kg korral, m/s<sup>2</sup>

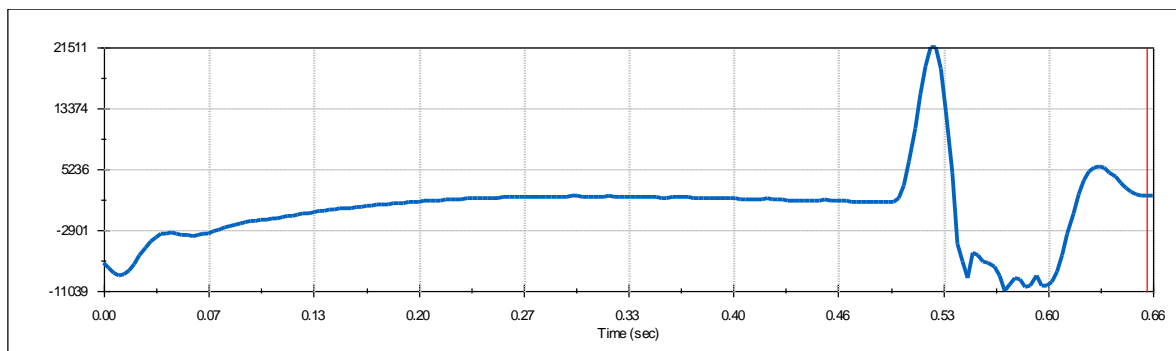
		Amortisaatori sumbuvestegur $B_s$ , kN*s/m					
		25	50	100	150	200	250
<b>Vedru jäikus <math>K_s</math>, kN/m</b>	<b>50</b>	25,458	26,417	31,453	35,085	37,682	39,623
	<b>100</b>	19,860	25,031	31,164	34,989	37,636	39,612
	<b>150</b>	17,328	24,067	30,914	34,889	37,589	39,600
	<b>200</b>	16,798	23,357	30,700	34,812	37,554	39,687
	<b>250</b>	14,828	22,832	30,518	34,740	37,528	39,554
	<b>300</b>	14,269	22,456	30,357	34,664	37,500	39,534
	<b>400</b>	14,081	22,058	30,122	34,543	37,434	39,508
	<b>500</b>	14,838	22,016	29,978	34,463	37,393	39,493

Tabelist selgub, et mootorratta vertikaalne kiirendus ehk siis juhini kandunud löök, on väikseim tabeli alumises vasakpoolses osas. Seda piirkonda iseloomustab amortisaatori väike sumbuvestegur ning vedru suur jäikus. Vedru liigsuure jäikuse korral võiks eeldada, et juhini jõudev löök on suurem, kuid simulatsioonide tulemused seda ei kinnita kuna simulatsioonide kohaselt on minimaalne juhini kandunud löök just vedru maksimaalse jäikuse korral. Seletada võib antud nähtust teekonaruse sumbumisega rehvis. Jäiga vedru korral on inertset massi mida rehvi peab summutama rohkem, ning seega enamus löögienergiast sumbub rehvis. Raami kiirenduse profiil on välja toodud Joonisel 21.



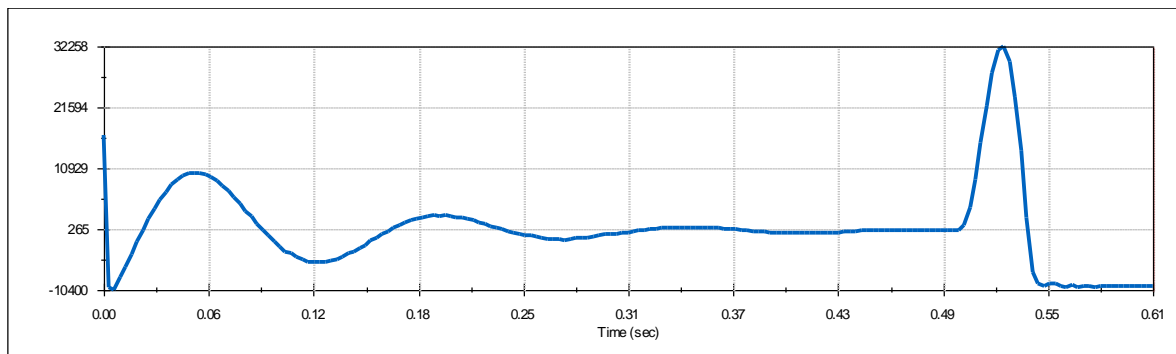
**Joonis 21.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 500$  kN/m ja  $B_s = 25$  kN\*s/m korral

Väiksemate vedru jäikuste korral raami vertikaalne kiirendus jällegi näitab tõusvat tendentsi. Võiks eeldada, et väiksem vedru jäikus pehmendab lööke efektiivsemalt, kuid simulatsiooni tulemused lükkavad selle ümber. Seda võib seletada selliselt, et pehmem vedru võimaldab tagahargile suuremat liikumisvabadust ning seetõttu teepinnalt tulenev löök ei sumbu rehvis mitte enam nii efektiivselt kui jäigemate vedrude korral. Tagahark omandab seega suurema kineetilise energia, ning mootorratta raamini jõudev energia on suurem. Mootorratta raami vertikaalsuunalise kiirenduse graafik väiksemate vedru jäikuste korral on esitatud Joonisel 22.



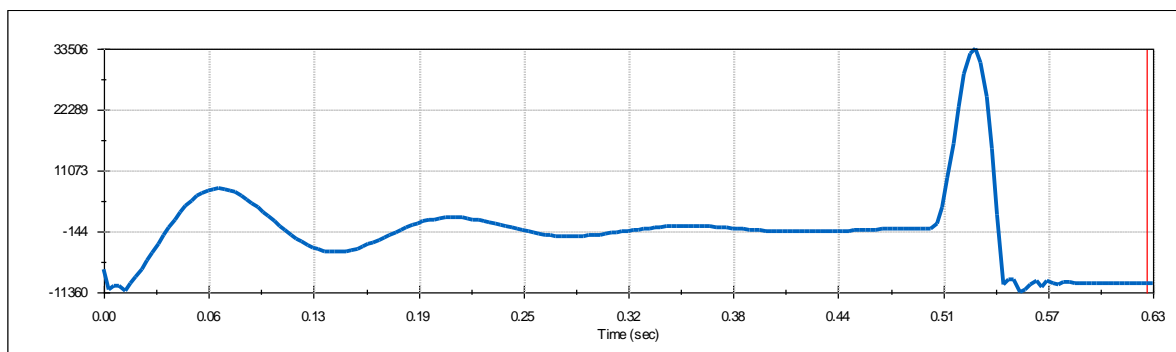
**Joonis 22.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral

Amortisaatori sumbuvestegur näitab kui suure jõuga püüab amortisaator tagahargi liikumisele vastu seista. Suure sumbuvesteguri korral on amortisaatori vastupanu tagahargi liikumisele suurem ehk amortisaator on „jäigem“. Selliselt kandub tagahargi liikumiseenergia otse raami, mitte ei sumbu vedrustuses. Pehmema amortisaatori korral on aga tagahargil pikem liikumisteedkond mistõttu ka aeg teepinnast tuleneva löögi muundamiseks soojusenergiaks on pikem, mistõttu raamini jõudev löögienergia on väiksem. Teisalt väiksema sumbuvesteguri korral võib juhtuda, et mitte piisava amordi käiguvaru korral toimub läbilöök, mis võib järsult halvendada sõiduki juhitavust. Suuremate sumbuvesteguritega teostatud simulatsioonide tulemused on välja toodud Joonisel 23.



**Joonis 23.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral

Joonisel 24 on esitatud raami kiirenduse profiil parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral. On näha, et Joonise 24 võrdlemisel Joonisega 23 puuduvad profiilide märkimisväärsed erinevused. Seega vedru jäikus ei mõjuta suuremate sumbuvestegurite juures oluliselt simulatsioonide tulemusi.

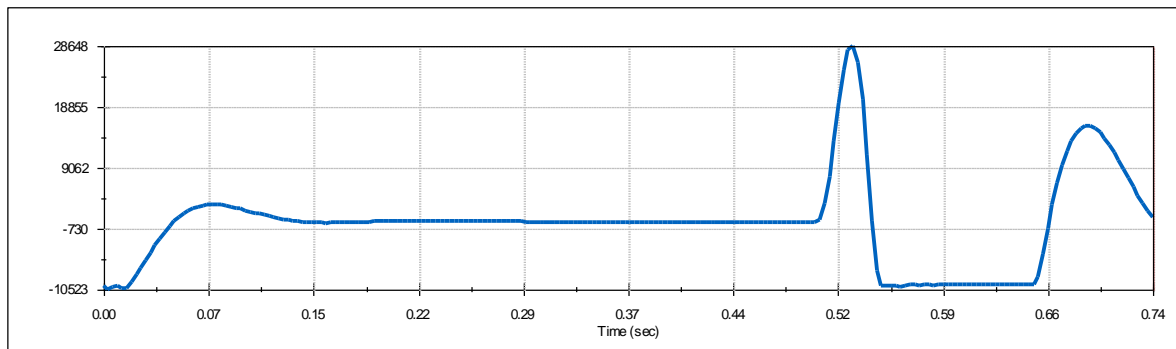


**Joonis 24.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral

Jooniseid 23 ja 24 Joonistega 21 ja 22 võrreldes nähtub, et suurema sumbuvesteguri korral on mootorratta raami võnkumise amplituud enne süsteemi stabiliseerumist mõnevõrra suurem. Seda võib seletada asjaoluga, et jäigem vedrustusega süsteemi omavõnkesagedus on suurem, ning vedrustus on sunnitud summutama lühema aja jooksul teepinnast tulenevaid lööke. Kuna aeg soojuste eraldamiseks on väiksem, siis jõuab süsteem ka vähem loogienergiat soojusteks muundada. Pehmema vedrustuse korral on amortisaatoril aga rohkem aega muundada kineetiline energia soojusenergiaks, mistõttu raamini jõudev energia ning seega ka raami kiirendus on sellisel juhul väiksemad.

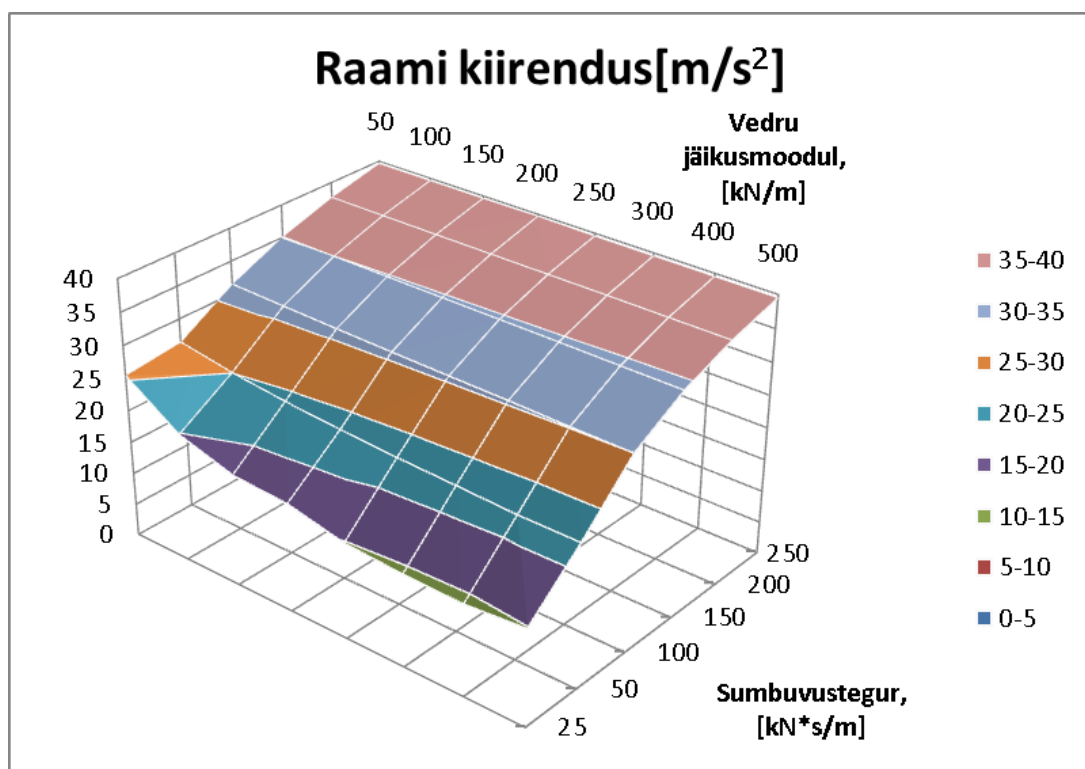
Vaatluse alla võetud vedrustuse parameetrite keskmiste väärtuste juures võib täheldada süsteemi paremat stabiliseerumist. Raami vertikaalsihiline kiirendus sumbub pärast ühte ülevõnget, mis võrreldes Joonistel 21-24 kujutatud juhtudega on oluliselt parem. Raami

vertikaalsihiline kiirenduskomponent vedrustuse parameetrite  $K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$  korral on välja toodud Joonisel 25.



**Joonis 25.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$  korral

Ruumilise graafikuna on simulatsioonide tulemused välja toodud Joonisel 26. Jooniselt on selgesti näha, kuidas vedru jäikuse mõju raami vertikaalsihilisele kiirendusele on oluliselt väiksem kui amortisaatori sumbuvesteguri mõju.



**Joonis 26.** Simulatsioonide tulemused graafiliselt  $[\text{m/s}^2]$

### 3.4 Simulatsioonid vedrustamata massiga 40 kg

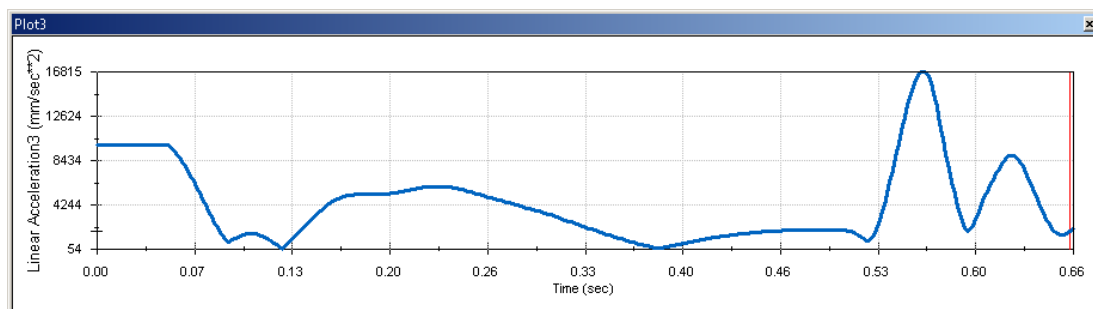
Järgnevalt viidi läbi simulatsioonid vedrustamata massiga 40 kg. Kokku oli samuti 48 simulatsiooni ning võrreldavate tulemuste saamiseks olid tingimused sarnased kergema vedrustamata massi korral läbi viidud simulatsioonidega. Antud katsed viidi läbi simuleerimaks mootorratta BMW f650gs-le rummusiseste elektrimootorite mõju sõidudünaamikale ehk võeti arvesse kahe rummusisese mootori näol lisandunud massi 25 kg. Simulatsioonide tulemused on ära toodud Tabelis 3.

**Tabel 3.** Raami maksimaalne kiirendus vedrustamata massi 40 kg korral,  $m/s^2$

		Amortisaatori sumbuvestegur, $kN*s/m$					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus, $kN/m$	50	27,983	28,209	32,378	35,329	37,438	39,054
	100	22,191	26,955	32,144	35,270	37,412	39,057
	150	19,663	26,075	31,943	35,205	37,399	39,058
	200	18,156	25,431	31,775	35,145	37,387	39,045
	250	17,244	24,972	31,631	35,102	37,367	39,038
	300	16,785	24,654	31,510	35,065	37,346	39,031
	400	16,815	24,360	31,346	34,991	37,317	39,021
	500	14,838	22,015	29,978	34,463	37,393	39,372

Sarnaselt tehaseseades mootorrattale, on ka raskema vedrustamata massi korral kõige väiksem raami vertikaalne kiirendus tabeli alumises vasakpoolses otsas, kus vedrustust iseloomustab amortisaatori väike sumbuvestegur ning vedru suur jäikus.

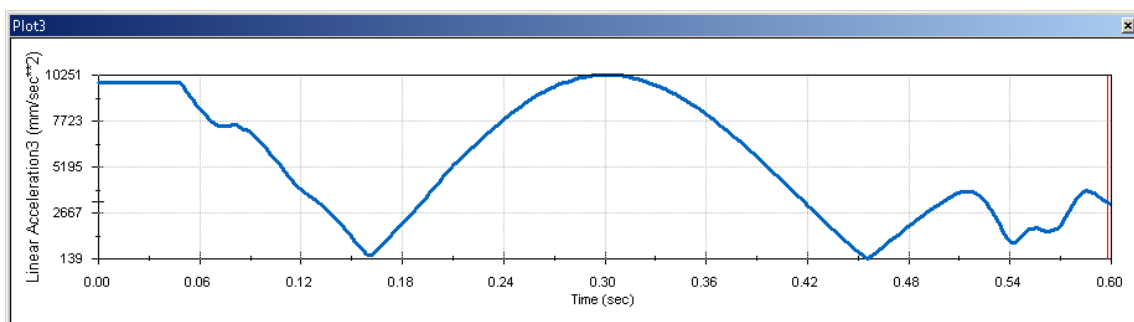
Antud tabeli piirkonda iseloomustab süsteemi pigem võnkuv käitumine. Joonisel 27 selgub, et pärast 0,5 sekundil toimunud häiritust, jätkab raam võnkumist üsna suures ulatuses. Samuti süsteemi sumbumine pärast algolekut on üsna aeglane ning on näha võnkumiste mitte harmoonilist sumbumist. See näitab simulatsioonide mõningasi ebatäpsusi.



**Joonis 27.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 400 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral

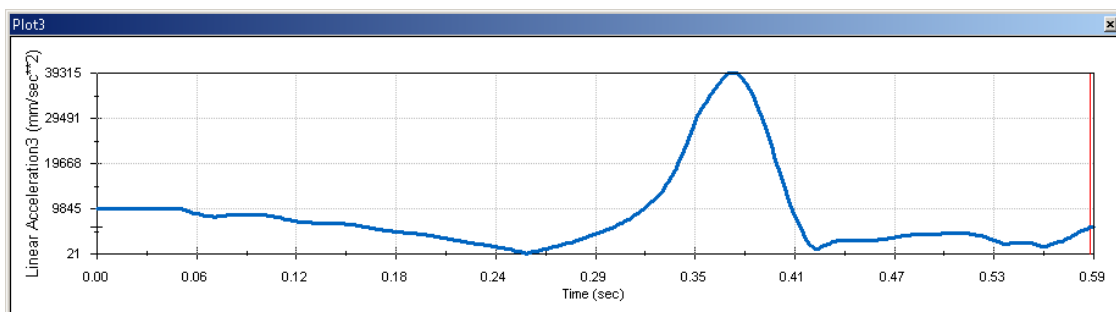


Suurenenud vedrustamata massi korral võeti vaatluse alla ka amortisaatori konfiguratsioonid sumbuvesteguriga  $B_s=5 \text{ kN*s/m}$  (Joonis 28). Antud simulatsioonidest selgus, et väikese sumbuvesteguri korral toimub süsteemi üsna kaootiline võnkumine. Mootorratta raami vertikaalsihiline kiirenduskomponent ei sumbu 0,5 sekundi jooksul, mistõttu ei olnud võimalik registreerida teepinnakonarusest tulnud raami häiritust. Neist katsetest ilmnas, et liiga väikese sumbuvesteguri korral ei suuda süsteem lööke ning häiritusi summutada, mis sõidudünaamika kohapealt vaadates on ebasoovitav nähtus. Lisaks toimus amordi suur läbivajumine mistõttu lühikese käiguga amortisaatoreid ei ole soovitatav selliste parameetrite korral kasutada.



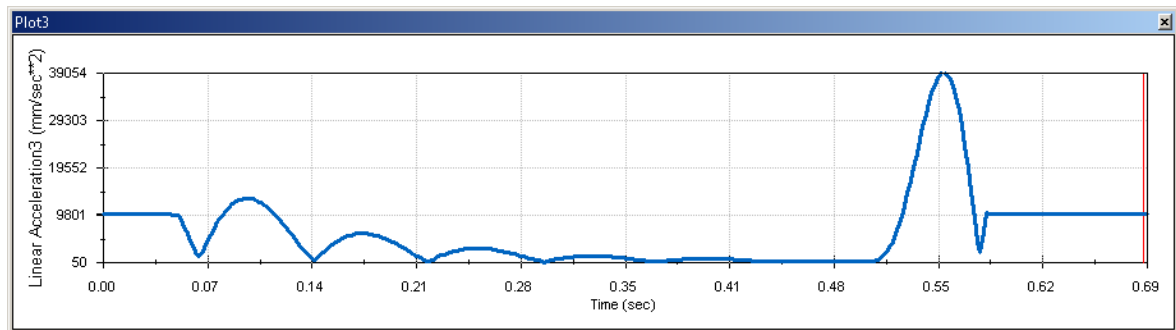
**Joonis 28.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 250 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$  korral

Vedrustus parameetriga  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$  puhul toimus simulatsiooni kohaselt süsteemis huvipakkuv nähtus. 0,35 sekundil toimub raami järsk kiirenemine ülespoole (Joonis 29). Kuna teekonarusest see ei saa tingitud olla, siis ühe võimaliku seletusena võib siin tuua dünaamilises süsteemis toimunud resonantsvõnkumise. Kuna resonantsvõnkumised tekitavad sõiduomadustele ning juhitavusele ettearvamatuid häireid, siis selliseid vedrustuse parameetreid tuleks ilmtingimata antud mootorratta puhul vältida.



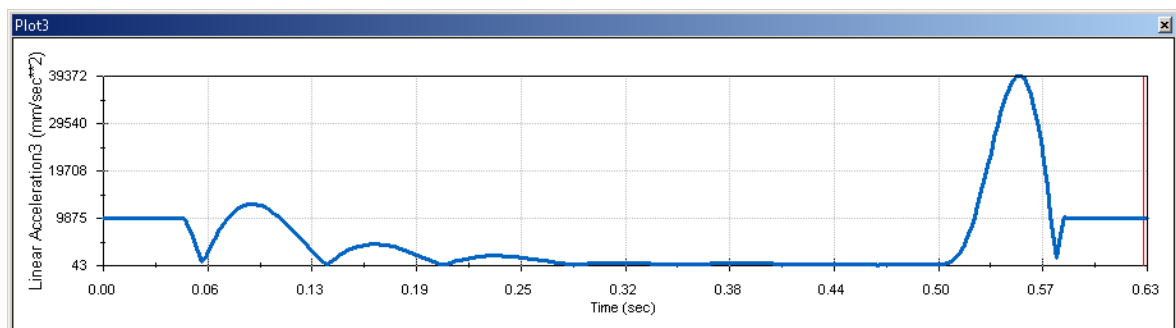
**Joonis 29.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$  korral

Tabeli 3 põhjal on näha, et amortisaatori sumbuvesteguri tõustes suureneb ka raami vertikaalsihiline kiirendus ehk juhini jõudev löök. Seda nähtust seletati eelmises alapeatükis kui vedrustuse muutumist jäigaks lülks suure sumbuvesteguri korral. Joonisel 30 on antud olukord välja toodud. Amortisaatori sumbuvesteguri  $B_s=250 \text{ kN*s/m}$  puhul toimub pärast teekonarusest ülesõitmist järsk löök raamile, mis ta kiirenevalt ülespoole liikuma paneb. See näitab vedrustuse nõrkust summutada teepinnast tulenevaid lööke.



**Joonis 30.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral

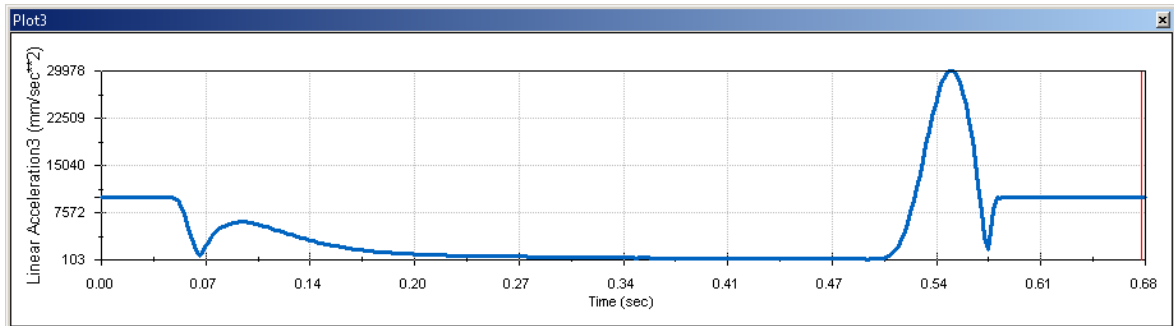
Vaatluse all olevate vedrustuse seadistuste juures toimus suurim teekonaruse läbilöök parameetrite  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral. Jooniselt 31 on näha, et üpris jäik vedrustus suudab summutada pisemaid süsteemi häiritusi. Seda on näha graafikul algoleku häiringutest tulenevate võngete sumbumisest, mis sumbuvad 0,32 sekundiks. Selline amortisaatori konfiguratsioon võib seetõttu olla efektiivsem teekatetel, kus pinnakonaruse profiili amplituud on väike, näiteks värskelt asfalteeritud teepinnal või ringrajasõidus. Kruusa kattega teedel või auklikumatel tänavatel võib aga seesugune amortisaatori seadistus mõjuda kahjulikult sõidumugavusele ning juhitavusele.



**Joonis 31.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral

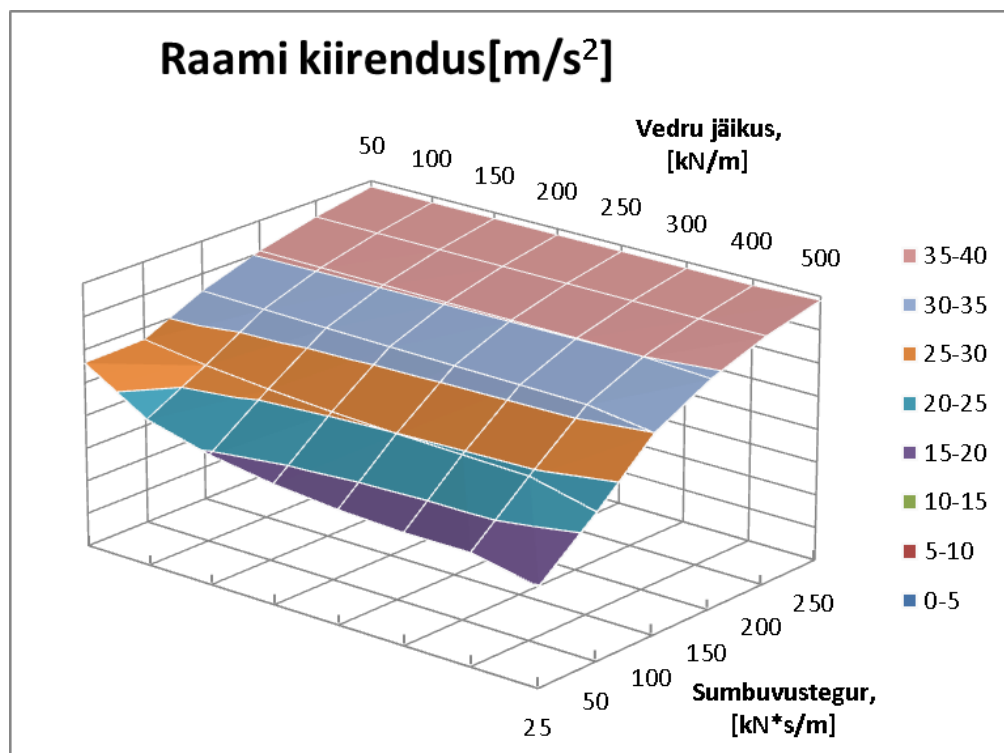
Graafikutelt kiirenduse profiili järgi otsustades oli kõige kiirema ning sujuvama summutamisvõimega vedrustus parameetritega  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$ . Antud

parameetrite juures sumbuvad algolekust tingitud häiringud orienteeruvalt 0,2 sekundiga. Joonisel 32 on välja toodud antud simulatsioon graafiliselt. On näha kuidas algsed häiritused sumbuvad sujuvalt ilma ülevõngeteta.



**Joonis 32.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$  korral

Graafiliselt sarnanevad antud simulatsioonide tulemused kergema tagahargiga saadud tulemustega. Jooniselt 33 on näha jällegi amortisaatori sumbusteguri suurt mõju katse tulemustele.



**Joonis 33.** Simulatsioonide tulemused graafiliselt [ $\text{m/s}^2$ ]

Joonisel 33 välja toodud andmete graafiline kujutamine näitab selgelt, kuidas tulemused kahanevad amortisaatori sumbuvusteguri vähenemise suunas.

### 3.5 Analüüs

Simulatsioonide tulemuste võrdlemiseks ning uurimiseks moodustati uus tabel, kus kergema tagahargi tulemustest on lahutatud suurenenud vedrustamata massi simulatsioonide tulemused. Selliselt on võimalik näidata kui palju muutub raami vertikaalsihiline kiirendus vedrustamata massi suurenedes. Saadud tehte tulemused on välja toodud Tabelis 4. Siinkohal tuleb märkida, et pean saadud tulemusi vedru jäikuse 500 kN/m korral mitteusaldusväärseteks, kuna ekstrapoleerides väiksemate vedrujäikuste korral saadud tulemusi, siis väärtused 0 ja -1 tunduvad vedru jäikuse 500 kN/m korral ebatõenäolised. Antud tulemused jätan seetõttu uurimise alt välja.

**Tabel 4.** Simulatsioonide tulemuste vahe  $m/s^2$

		Amortisaatori sumbuvestegur, kN*s/m					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus, kN/m	50	2,525	1,792	0,925	0,244	-0,244	-0,569
	100	2,331	1,924	0,980	0,281	-0,224	-0,555
	150	2,335	2,008	1,029	0,316	-0,190	-0,542
	200	1,358	2,074	1,075	0,333	-0,167	-0,642
	250	2,416	2,140	1,113	0,362	-0,161	-0,516
	300	2,516	2,198	1,153	0,401	-0,154	-0,503
	400	2,734	2,302	1,224	0,448	-0,117	-0,487
	500	0	-1	0	0	0	-0,121

Parema jälgitavuse huvides on igale lahtrile antud vastavalt lahtris olevale väärtusele punasel-rohelisel värviskaalal toon. Punasem värvitoon tähendab suuremat väärtust ning roheline väiksemat.

Tabelist 4 selgub, et suuremate amortisatorite sumbuvestegurite korral (rohelisem ala) ehk vedrustamata massi suurendamine isegi parandab sõidumugavust ehk antud juhul raami vertikaalsihiline kiirendus väheneb. See tähendab, et tagahargi vedrustamata massi suurenedes sumbub teepinnast tulenev löök enne juhini jõudmist efektiivsemalt. Seda efekti võib seletada sellega, et jäiga amortisaatori korral rehvi poolt vedrustamist vajav mass on suurenenud 170 kilogrammini. See tähendab, et teekonarusest üle sõites on suuremat massi tema inertsuse tõttu raskem vertikaalsuunas liigutada ning enamus löögienergiast on sunnitud sumbuma rehvis. Kuigi amortisaatori kõrgemate sumbuvestegurite juures paistab, et mootorratta sõidumugavus suureneb, tuleb siiski võtta

arvesse, et antud vedrustuse seadistuste juures on simulatsioonide tulemuste põhjal raami vertikaalsihilised kiirendused siiski vaatlusala kõrgeimad.

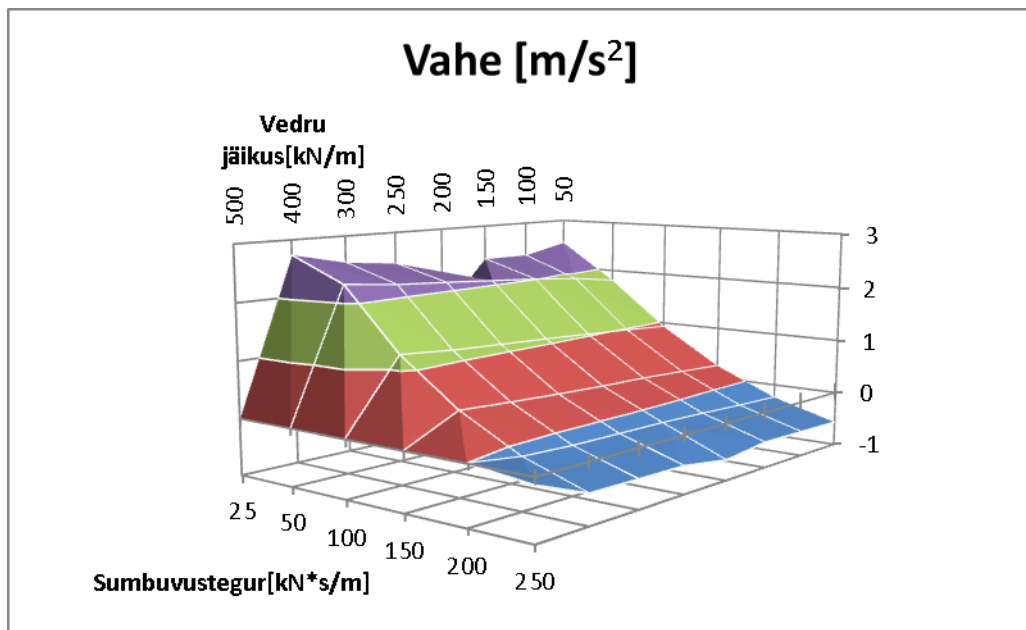
Tabelist 4 eristub selgelt vedrustuse konfiguratsioon parameetritega  $K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$ . Ilmselt on siin tegu simulatsioonist tuleneva juhusliku veaga. Väiksemaid amortisaatori sumbuustegurite iseloomustas süsteemi suurem võnkumine. On võimalik, et tulenevalt sellest tekkis simulatsiooni läbiviimisel süsteemi omavõnkumise ja teekonarusest tuleneva häiringu resonants, mis katsetulemusi mõjutas. Katsetulemuste üldpilti antud kõrvalekalle oluliselt siiski ei mõjuta.

Suurimad suhtelised erinevused sõidumugavuste võrdlemisel vedrustamata massi suurenedes 15 kg-lt 40 kg-ni on Tabeli 4 põhjal väiksemate amortisaatorite sumbuustegurite korral. Tabelist 5 selgub, et protsentuaalselt avaldab kõige suuremat mõju sõidumugavusele vedrustuse parameetritega  $K_s = 400 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral. Sõidumugavus langeb antud seadistuse juures kuni viiendik. Seda nähtust võib seletada kui suurenenud vedrustamata massiga tagahark omab suuremat kineetilist energiat, mis jäiga vedru korral ei muundu vedrustuses soojusenergiaks vaid kandub läbi vedrustuse mootorratta raamini.

**Tabel 5.** Simulatsioonitulemuste erinevus protsentides %

		Amortisaatori sumbuustegur, kN*s/m					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus, kN/m	50	9,92	6,78	2,94	0,70	-0,65	-1,44
	100	11,74	7,69	3,14	0,80	-0,60	-1,40
	150	13,48	8,34	3,33	0,91	-0,51	-1,37
	200	8,08	8,88	3,50	0,96	-0,44	-1,62
	250	16,29	9,37	3,65	1,04	-0,43	-1,30
	300	17,63	9,79	3,80	1,16	-0,41	-1,27
	400	19,42	10,44	4,06	1,30	-0,31	-1,23
	500	0	0	0	0	0	0

Tabeli 4 andmete põhjal võib tinglikult null-joone ehk väärtuste üleminekupiiri, kus vedrustamata massi suurenemine ei mängi sõidudünaamikale mingisugust rolli, tõmmata amortisaatori sumbuusteguri 150 ja 200 kN\*s/m vahel. Tuleb jälle märkida, et vedru jäikus siinkohal suurt mõju katse tulemustele ei oma. Null-joon on selgesti esile toodud Joonisel 34, kus vastav piirjoon asub sinise ning punase väärtusteala üleminekul.



**Joonis 34.** Simulatsioonide vahe graafiliselt [m/s<sup>2</sup>]

Tabelist 4 ja Jooniselt 34 eristub selgelt, et väiksemate amortisaatori sumbuustegurite korral vedrustamata massi lisamine halvendab sõidumugavust. Nagu eelnevalt kirjeldatud, siis isegi kuni viiendiku võrra. Et neid tulemusi paremini mõista tuleb appi võtta kineetilise energia ja vedru potentsiaalse energia valemid (Valem 3.5.1 ja 3.5.2).

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (3.5.1)$$

Kus

$E_k$  – Keha kineetiline energia J;

$m$  – keha mass kg;

$v$  – keha kiirus  $\frac{m}{s}$ .

$$E_{pv} = \frac{k \cdot x^2}{2} \quad (3.5.2)$$

Kus

$E_{pv}$  – Kokkusurutud vedru potentsiaalne energia J;

$k$  – Vedru jäikusmoodul  $\frac{N}{m}$ ;

$x$  – Vedru deformatsioon m.

Oletame, et antud mootorratta näitel nii raskema kui kergema tagahargiga juhud saavad teepinnalt tuleva löögi tulemusena võrdsed algkiirused. Lihtsustamise huvides ei võta me hetkel arvesse mootorratta tagarehvis toimuvat löögi summutust ning sealset energia kadu soojuse näol. Vaatluse alt võib välja jätta ka amortisaatoris sumbuva energia, kuna sumbuvus on sõltuvuses vedru kokkusurumise kiirusest ning seega mõlemal juhul on see võrdne. Sellisel juhul Valemist 3.5.1 selgub, et suurema vedrustamata massiga kehal on rohkem kineetilist energiat. Antud juhul 15 kg ja 40 kg puhul on selleks 8/3 kordne erinevus. Seega raskem tagahark omab ligikaudu 2,7 korda suuremat kineetilist energiat kui kergem, 15 kilogrammine tagahark.

Et välja selgitada raskema tagahargi korral vedru deformatsiooni pikkuste erinevus, avaldame Valemist 3.5.2 vedru deformatsiooni  $x$  ning saame:

$$x = \sqrt{\frac{2 * E_{pv}}{k}} \quad (3.5.3)$$

Teades, et 40 kilogrammise tagahargi korral on tagahargi kineetiline energia 8/3 korda suurem ning võttes arvesse, et kogu kineetiline energia sumbub vedrustuses, siis ka kokkusurutud vedru potentsiaalne energia on 8/3 korda suurem:

$$x_{40} = \sqrt{\frac{2 * \frac{8}{3} E_{pv}}{k}} = \sqrt{\frac{16 * E_{pv}}{3 * k}} = 2 * \sqrt{\frac{E_{pv}}{k}} \quad (3.5.4)$$

Kus

$X_{40}$  – Vedrustamata massiga 40 kg tagahargi vedru deformatsioon m.

Valemist 3.5.4 järeldub, et antud näite korral lüheneb raskema tagahargi korral vedru 2 korda enam. Mootorratta BMW f650gs korral annab tootja tagumise vedru maksimaalseks käigupikkuseks 47,5 mm [Lisa 5]. Seega tekib oht mootorratta amordi läbilöögile ning mootorratta juhitavuse järsule halvenemisele.

Tulenevalt Newtoni 3. seadusest saab väita, et amortisaatori kokkusurumise ehk tööseisundi kestel mõjub raami poolt vedrule pidevalt vastureaktsioon. Antud

vastureaktsiooni suurus sõltub lisaks vedru poolt avaldatavale jõule ka mootorratta inertsimomendist. Mootorratta raami poolt avaldatav vastureaktsioon on võrdeline mootorratta vertikaalsihilise kiirendusega. Eelnevalt eeldasime, et mõlemad tagahargid liiguvad võrdse kiirusega. Kuna massiivsema tagahargi teekonna pikkus vedru kokkusurumiseks on 2 korda suurem kergemast, siis järelikult on ka aeg, mis kulub raskemal tagahargil vedru deformeerimiseks pikem. Seega suurendades antud mootorratta näitel vedrustamata massi 15 kilogrammilt 40 kg-ni, mõjub mootorratta raamile vedru poolt avaldatav jõud kaks korda pikema ajavahemiku jooksul. Seega ka juhini kandunud teepinnakonaruse löök on raskema tagahargi puhul 2 korda suurem. Tabeli 5 põhjal nägime, et simulatsioonide kohaselt võib see olla vaid kuni viiendik, kuid mitte 2 korda. Siinkohal tulebki mainida, et arvestamata jätsime rehvis toimuvaid sumbumisi, mootorratta inertsimomenti amortisaatori summutavat efekti ning vedru kokkusurumisel vabanenud soojusenergia. Nende efektide arvesse võtmine eeldab juba detailsemat probleemi uurimist kuid antud juhul on simulatsioonide tulemused rahuldavad.

Simulatsioonide tulemustega saab tutvuda Lisas 6.

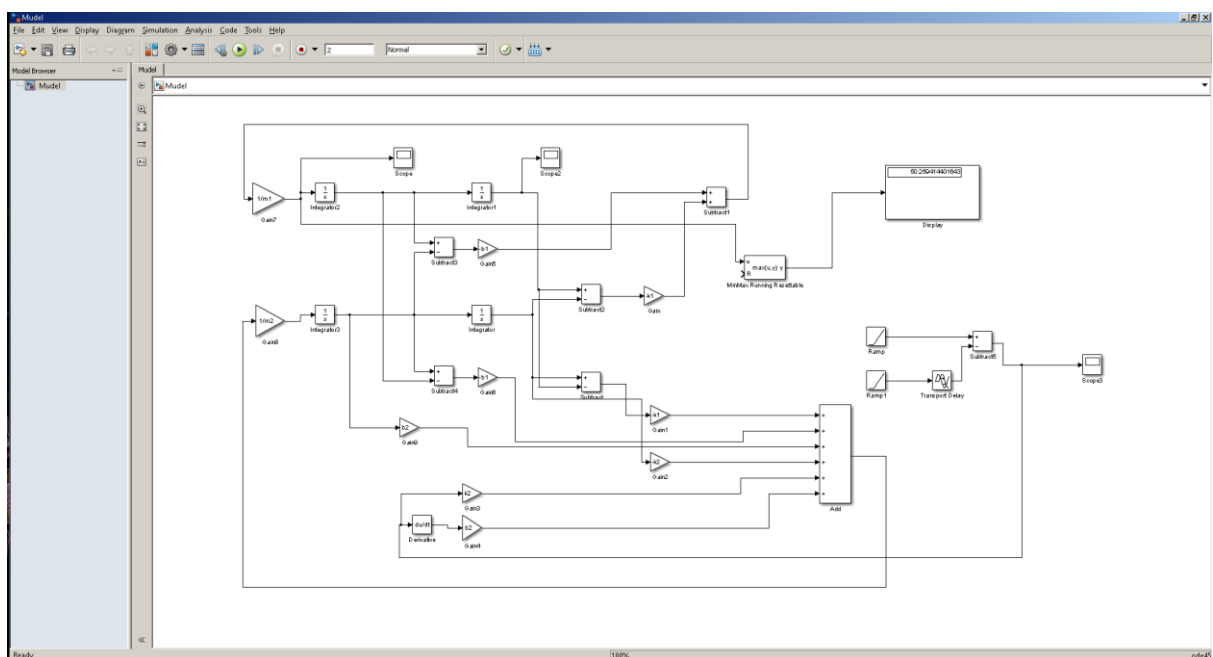


## 4 MODELLEERIMISED KESKKONNAS MATLAB SIMULINK

### 4.1 Modelleerimise läbiviimise metoodika

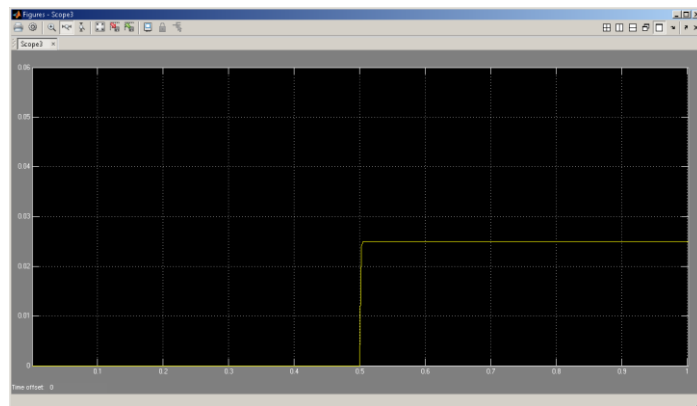
Simulatsioonide tulemuste kontrollimiseks viidi sarnastel tingimustel katsed läbi ka keskkonnas Matlab Simulink. Antud tarkvara võimaldab analüütiliselt uurida dünaamilisi süsteeme võttes aluseks uuritava süsteemi liikumisvõrrandid. Kokku teostati 96 katset ning igal katsel registreeriti mootorratta raami maksimaalne vertikaalsihiline kiirendus.

Tagahargi mudeli loomisel keskkonnas Matlab Simulink on aluseks võetud Joonisel 15 kujutatud dünaamiline mudel ning sellest tulenevad süsteemi liikumisvõrrandid (Valem 2.3.2). Siinkohal tuleb tähele panna, et Simulink keskkonnas mudeli loomisel ei ole arvesse võetud süsteemi geomeetriast tulenevaid iseärasusi: inertsete kehade liikumised toimuvad sirgjooneliselt. Matlab Simulink keskkonnas koostatud mudel on välja toodud Joonisel 35 [27].



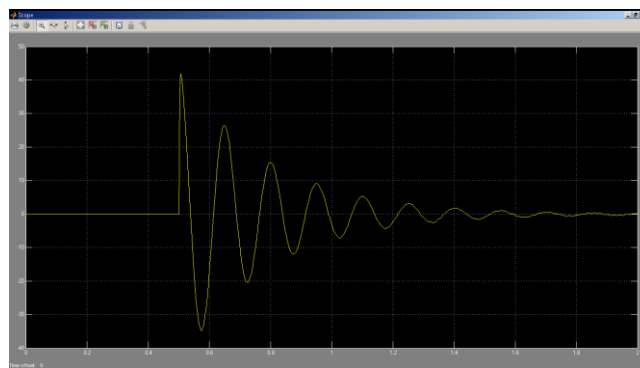
Joonis 35. Tagahargi vedrustuse mudel keskkonnas Simulink

Vedrustamata massi mõju uurimiseks anti süsteemile 0,3. sekundil häiring. Häiritus kasvab 0,3 sekundist 0,006 sekundi jooksul väärtuseni 0,025. Sellisel viisil on püütud imiteerida mootorratta sõitmist üle 25 millimeetri kõrguse takistuse. Analoogne häiritus kõrgusega 25 mm simuleeriti ka SolidWorks Motion keskkonnas. Süsteemi häiringu profiil on toodud Joonisel 36.



**Joonis 36.** Uuritava süsteemi häiring

Uurimaks süsteemi reaktsiooni sisendhäiritusele, võeti vaatluse alla mootorratta raami kiirendust kirjeldav muutuja. Antud parameetri maksimaalne väärtus registreeriti. Näide raami kiirenduse reaktsioonist sisendhäiritusele on välja toodud Joonisel 37.



**Joonis 37.** Näide mootorratta raami võnkumise sumbumisest

Jooniselt 37 näeme, et Matlab Simulink keskkonnas on võimalik luua mudel, kus erinevalt SolidWorks Motion keskkonnast alghäiritused puuduvad. Samuti on jooniselt näha raami võnkumise sujuv sumbumine ca 1,5 sekundiga.

## 4.2 Modelleerimine vedrustamata massiga 15 kg

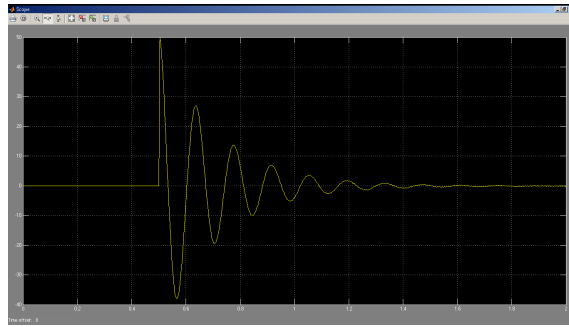
Vedrustamata massiga 15 kg viidi läbi 48 katset ning antud tulemused on välja toodud Tabelis 6. Tulemustest selgub, et Matlab Simulink keskkonnas läbi viidud modelleerimiste tulemused erinevad SolidWorks Motionis saadud tulemustest ligi kaks korda. Antud juhul pakub Matlab Simulink raami vertikaalsihiliseks maksimaalseks kiirenduseks  $51,414 \text{ m/s}^2$ , mis on ligi kaks korda enam SolidWorksi poolt leitudest. Tulemuste ligi kahekordset erinevust saab seletada Matlabi poolt süsteemi geomeetria mitte arvesse võtmisega ning teepinna konaruste ehk häirituste profiilide ebavõrdsusest.

Tabelist 6 selgub, et sarnaselt SolidWorksi poolt leitud lahendiga näitavad ka Matlabi modelleerimised, et amortisaatori väiksemate sumbuustegurite korral on raami vertikaalsihiline kiirendus väiksem ning et kiirendus sõltub enam sumbuustegurist kui vedru jäikusest.

**Tabel 6.** Raami maksimaalne kiirendus vedrustamata massi 15 kg korral,  $\text{m/s}^2$

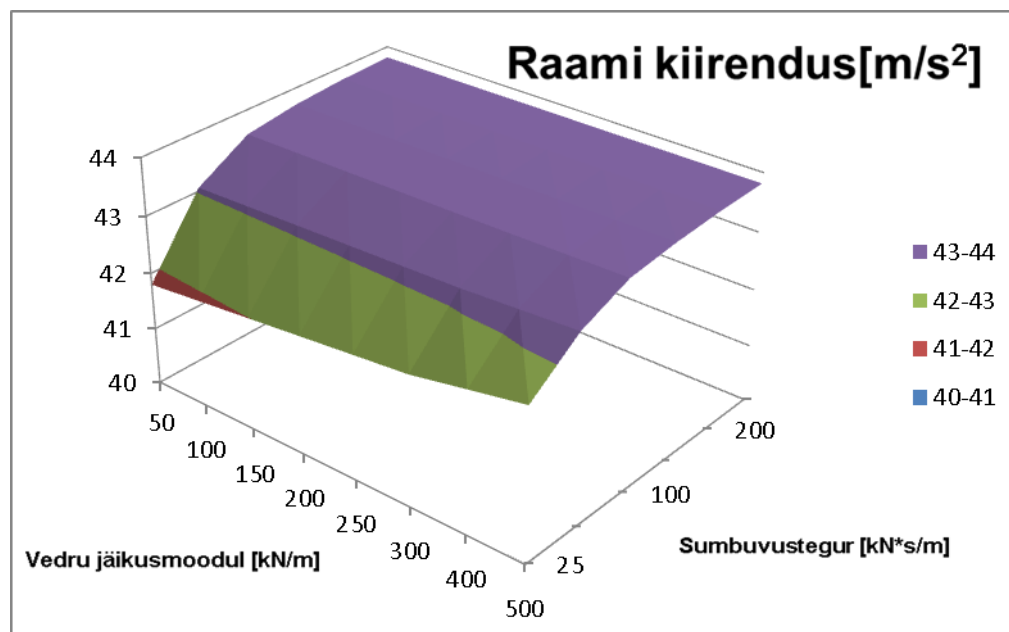
		Amortisaatori sumbuustegur $B_s$ , $\text{kN*s/m}$					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus $K_s$ , $\text{kN/m}$	50	49,79	50,776	51,176	51,318	51,368	51,409
	100	49,843	50,79	51,18	51,32	51,369	51,41
	150	49,896	50,803	51,185	51,322	51,37	51,41
	200	49,949	50,817	51,19	51,323	51,371	51,411
	250	50,001	50,831	51,195	51,325	51,372	51,411
	300	50,053	50,844	51,201	51,326	51,373	51,412
	400	50,157	50,872	51,219	51,329	51,375	51,413
	500	50,259	50,899	51,217	51,332	51,376	51,414

Tabelis 6 on lugemise lihtsustamiseks maksimaalse ja minimaalse väärtuste vaheline ala kaetud puna-rohelistes toonides, kus rohelisem näitab väiksemat väärtust ning seega sõidumugavuse seisukohalt häid tulemusi ning punane ala näitab suurimaid väärtusi ehk kehvemaid tulemusi sõidumugavuse seisukohast. Tabelist on näha, väiksemaid ja seega parimaid tulemusi andis vedrustus parameetritega  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$ . Antud parameetrite löögi sumbumise profiil ajas on esitatud Joonisel 38. Sarnaselt SolidWorksi poolt saadud tulemustega, jäävad maksimaalsed väärtused suuremate sumbuustegurite juurde.



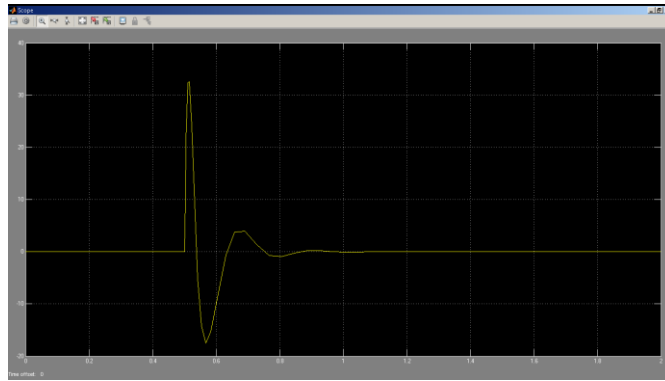
**Joonis 38.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral

Joonisel 39 on esitatud Tabelis 6 olevad andmed graafiliselt. Jällegi veendume, et amortisaatori sumbuvustegur omab löökide summutamises suuremat kaalu kui vedru jäikus.



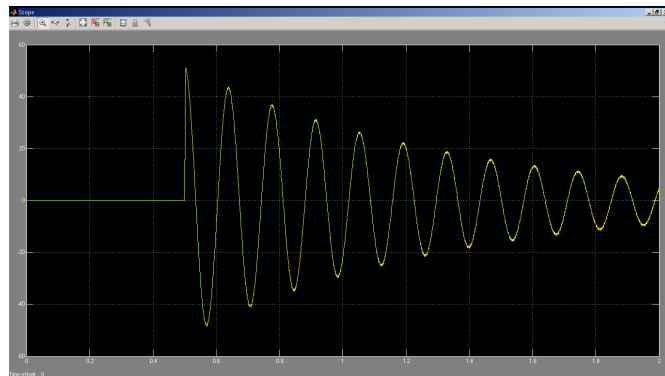
**Joonis 39.** Modelleerimise tulemused graafiliselt [ $\text{m/s}^2$ ]

Väga häid tulemusi nii sõidumugavuse tagamisel kui ka löökide summutamise efektiivsuses andis vedrustus parameetritega  $K_s = 100 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$  (Joonis 40). Antud parameetrite juures ennustas SolidWorks süsteemi ülemäärast võnkumist ning amortisaatori läbilööki. Ilmselt tuleb siin põhjuseid otsida SolidWorksi eelises lahendada antud probleemi kinemaatilisel võttes arvesse ka geomeetriast tulenevaid mõjutusi.



**Joonis 40.** Näide süsteemi kiirest sumbumisest

Joonisel 37 on esitatud parameetritega  $K_s = 100 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral saadud löögi sumbuuse graafik. On näha, et võrreldes väiksemate sumbuusteguritega (Joonis 38), jääb raam võnkuma ka pärast modelleerimise ajavahemiku lõppu, milleks on 2 sekundit. See tähendab, et vedrustuse võime lööke summutada on tunduvalt langenud. Antud seadistuses vedrustused on seega Matlab Simulink tulemuste põhjal mitte soovitatav kasutada.



**Joonis 41.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 100 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral

Lisas 7 on ära toodud neljas kohas registreeritud löögi sumbuuse profiilid, kus on selgelt näha suurte sumbuustegurite korral toimuv süsteemi aeglane sumbumine.

### 4.3 Modelleerimine vedrustamata massiga 40 kg

Järgnevalt modelleeriti tagahargi vedrustuse mõju sõidudünaamikale vedrustama massiga 40 kg. Antud tulemused on välja toodud Tabelis 7. Sarnaselt Tabel 6-le on minimaalse ja

maksimaalse väärtuse vahemik värvitud rohelisest kuni punase toonini, kus rohelisem näitab väiksemat mõju juhile pärast teekonarusest üle sõitmist.

**Tabel 7.** Raami maksimaalne kiirendus vedrustamata massi 40 kg korral,  $\text{m/s}^2$

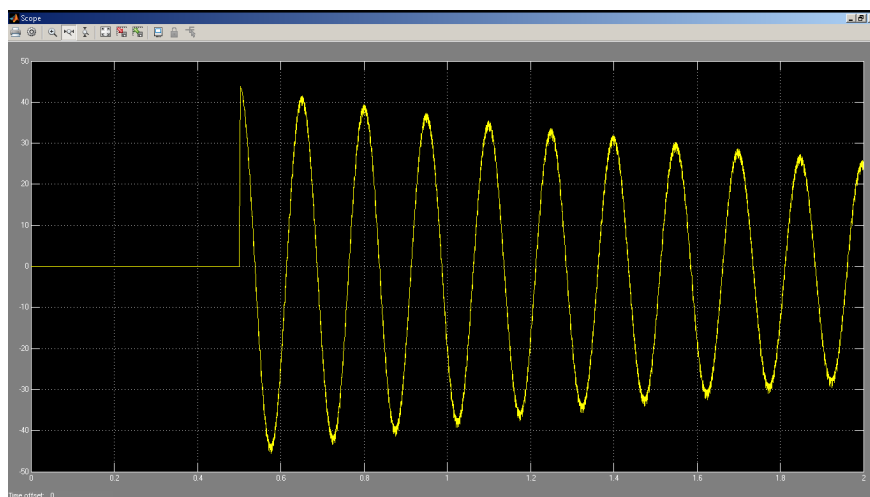
		Amortisaatori sumbuustegur $B_s$ , $\text{kN*s/m}$					
		25	50	100	150	200	250
<b>Vedru jäikus <math>K_s</math>, <math>\text{kN/m}</math></b>	<b>50</b>	41,799	43,059	43,578	43,71	43,779	43,806
	<b>100</b>	41,897	43,085	43,584	43,713	43,781	43,807
	<b>150</b>	41,994	43,111	43,591	43,716	43,782	43,808
	<b>200</b>	42,09	43,136	43,598	43,719	43,784	43,809
	<b>250</b>	42,186	43,161	43,604	43,722	43,786	43,81
	<b>300</b>	42,281	43,187	43,611	43,725	43,787	43,811
	<b>400</b>	42,468	43,239	43,625	43,731	43,791	43,813
	<b>500</b>	42,653	43,29	43,638	43,737	43,794	43,815

Sarnaselt kergema tagahargi korral, on ka Tabel 7 põhjal suurim löögisummutusvõime vedrustusel parameetritega  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$ . Ning maksimaalne väärtus Tabeli 7 alusel suurimate vedru parameetrite ehk  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  juures. Parima löögisummutusvõime kiirenduskomponendi profiil on toodud Joonisel 42.



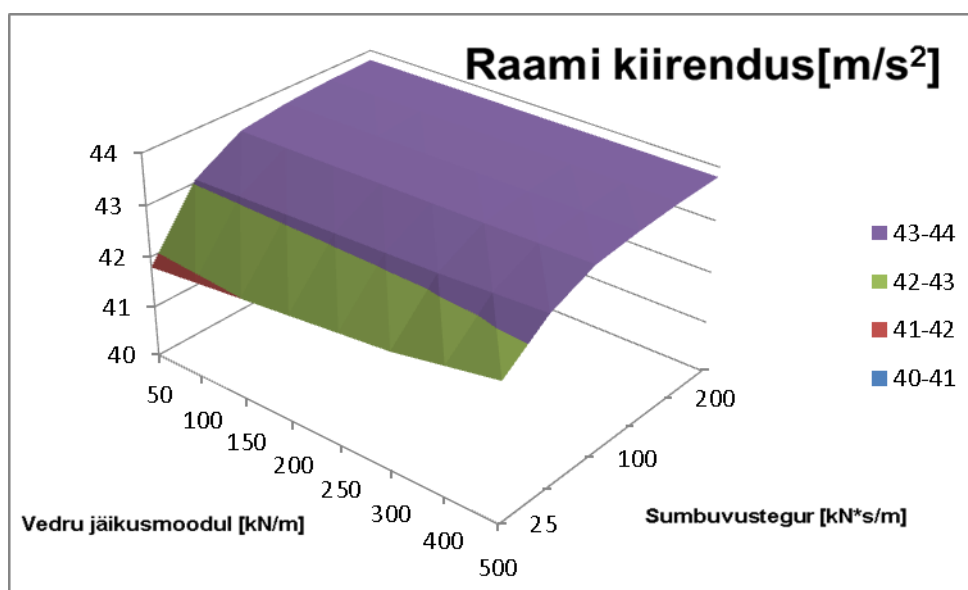
**Joonis 42.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$  korral

Joonisel 42 on näha sarnaselt kergema tagahargiga tehtud modelleerimistele löökite üsna head sumbuust. Vastupidiselt Joonisele 42 näeme Jooniselt 43, et süsteem ei suuda etteantud modelleerimisaja jooksul lööki summutada, mistõttu selliste vedrustuste parameetrite kasutamine antud mootorratta puhul ei ole soovitatav.



**Joonis 43.** Raami kiirendus parameetrite  $K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$  korral

Joonisel 44 on kujutatud katseandmed graafiliselt. Sarnaselt eelnevate tulemustega, on ka antud tingimustel vedru jäikuse mõju sõidudünaamikale väike, sõidudünaamika paraneb peamiselt amortisaatori sumbuvaltuse vähenedes.



**Joonis 44.** Modelleerimise tulemused graafiliselt [ $\text{m/s}^2$ ]

Joonisel 44 on näha, et registreeritud tulemuste hajuvus on võrreldes SolidWorks Motioni poolt saadutega võrdlemisi väike. Väärtused varieeruvad vahemikus  $40\text{--}44 \text{ m/s}^2$ . Antud modelleerimistulemuste kiirendusprofiilidega saab lähemalt Lisis 8.

## 4.4 Analüüs

Antud modelleerimiste paremaks analüüsiks koostati tulemuste koondtabel, kus sarnaselt simulatsioonitulemuste analüüsiga lahutati raskema tagahargi modelleerimise tulemustest kergema, see on siis 15 kg tagahargi modelleerimiste tulemused. Saadud vahe näitab vedrustamata massi suurendamise mõju mootorratta raami vertikaalsihilisele komponendile ehk saadud väärtus näitab kuidas muutus raami vertikaalsihiline komponent vedrustamata massi suurenedes.

Modelleerimistulemuste kõrvutamisel selgus, et erinevalt SolidWorks Motioni poolt saadud tulemustest, paraneb vedrustamata massi lisamisel sõidudünaamika kogu uurimisvahemiku ulatuses (Tabel 8). See tähendab, et Matlabi mudeli põhjal oleks soovitatav raami vertikaalsihilise kiirenduse minimeerimiseks vedrustatamata massi osakaalu suurendada. Ilmselt on siin tegu sarnase efektiga kus suurenenud vedrustamata massi tõttu sumbub enamus löögienergiast rehvis.

**Tabel 8.** Modelleerimistulemuste vahe  $m/s^2$

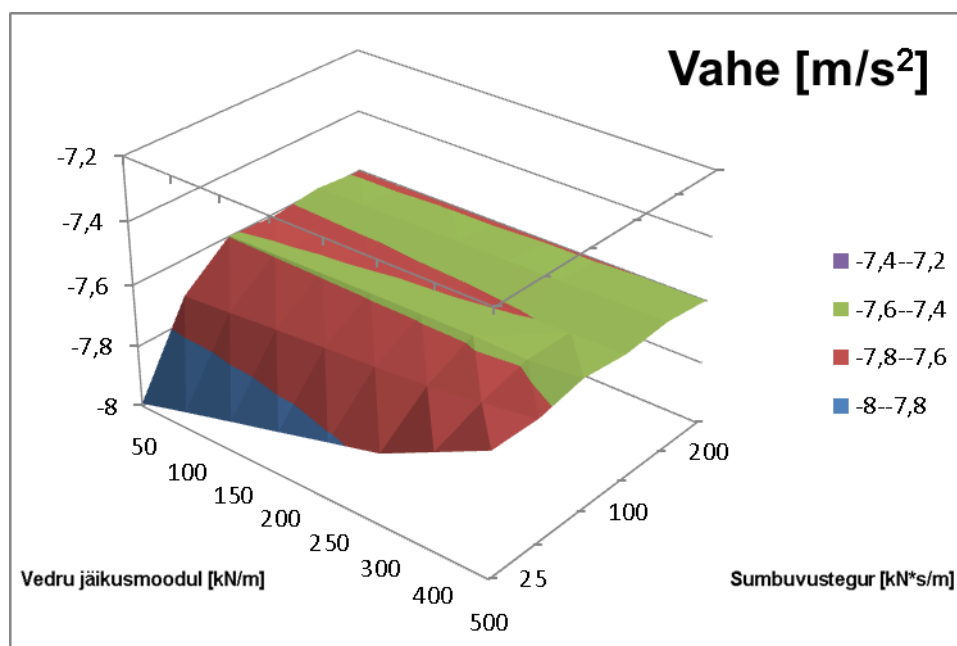
		Amortisaatori sumbuustegur $B_s$ , $kN*s/m$					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus $K_s$ , $kN/m$	50	-7,991	-7,717	-7,598	-7,608	-7,589	-7,603
	100	-7,946	-7,705	-7,596	-7,607	-7,588	-7,603
	150	-7,902	-7,692	-7,594	-7,606	-7,588	-7,602
	200	-7,859	-7,681	-7,592	-7,604	-7,587	-7,602
	250	-7,815	-7,67	-7,591	-7,603	-7,586	-7,601
	300	-7,772	-7,657	-7,59	-7,601	-7,586	-7,601
	400	-7,689	-7,633	-7,594	-7,598	-7,584	-7,6
	500	-7,606	-7,609	-7,579	-7,595	-7,582	-7,599

Tabeli 8 põhjal on maksimaalne erinevus kahe modelleerimise vahel  $-7,759 m/s^2$  ning minimaalne  $-7,991 m/s^2$ . Parimaid tulemusi andis väikese sumbuusteguriga ning väikese vedru jäikusega vedrustus. Ehk antud parameetrite korral vedrustamata massi suurenedes paranes sõidumugavus enim.

Joonisel 45 on kujutatud saadud tulemused graafiliselt. On näha kuidas amortisaatori sumbuusteguri vähenedes paraneb ka sõidumugavuse otsene näitaja ehk raami vertikaalsihiline kiirendus. Seega Matlabi modelleerimiste põhjal on soovitatav kasutada



võimalikult väikese sumbuvesteguriga amortisaatoreid. Sarnase tulemuseni jõudsimise ka SolidWorksis läbi viidud simulatsioonide põhjal.



**Joonis 45.** Modelleerimiste tulemuste vahe graafiliselt [ $\text{m/s}^2$ ]

Modelleerimiste tulemuste muutust protsentsuhtena kujutab Tabel 9. Tabelist on näha, et enim suhtelist paranemist sõidudünaamika osas võib leida väikeste sumbuvus- ja vedru jäikustegurite juures. Parim suhtarvuline paranemine oli vedrustuse parameetrite  $K_s=50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s=25 \text{ kN*s/m}$  juures, olles paranenud 16,05 %.

**Tabel 9.** Modelleerimistulemuste muutus protsentides %

		Amortisaatori sumbuvestegur $B_s$ , $\text{kN*s/m}$					
		25	50	100	150	200	250
Vedru jäikus $K_s$ , $\text{kN/m}$	50	-16,05	-15,20	-14,85	-14,83	-14,77	-14,79
	100	-15,94	-15,17	-14,84	-14,82	-14,77	-14,79
	150	-15,84	-15,14	-14,84	-14,82	-14,77	-14,79
	200	-15,73	-15,12	-14,83	-14,82	-14,77	-14,79
	250	-15,63	-15,09	-14,83	-14,81	-14,77	-14,78
	300	-15,53	-15,06	-14,82	-14,81	-14,77	-14,78
	400	-15,33	-15,00	-14,83	-14,80	-14,76	-14,78
	500	-15,13	-14,95	-14,80	-14,80	-14,76	-14,78

Tabelist 9 näeme, et Matlab Simulink keskkonnas läbi viidud modelleerimised lubavad sõidudünaamikas vedrustamata massi suurenemisel 25 kg võrra orienteeruvalt 15 % võrra paremaid tulemusi ning seda kogu uurimisala ulatuses. SolidWorks keskkonnas läbi viidud simulatsioonidega võrreldes on need vastukäivad tulemused. Kuid nagu eelnevalt tõime välja, siis Matlab keskkond ei arvesta dünaamilise süsteemi geomeetrilisi omadusi. Kuid sarnaselt SolidWorksi simulatsioonide tulemustele, näitab ka Matlab keskkonnas läbi viidud modelleerimised, et amortisaatori sumbuvesteguri vähenedes sõidumugavus paraneb ning et vedru jäikusel pole nii suurt mõju sõidudünaamikale kui amortisaatori sumbuvesteguril. Seega on soovitatav pigem valida mootorratta tagahargi massi suurendamisel väiksema sumbuvesteguriga amortisaatorid.

## KOKKUVÕTE

Käesoleva uurimustöö eesmärgiks oli uurida vedrustamata massi mõju mootorratta BMW f650gs sõidudünaamikale. Saadud simulatsioonide ning modelleerimiste tulemused näitasid, et vedrustamata massi suurenedes toimus sõidudünaamikas märgatavad muutused. Matlabi poolt modelleeritud tulemused näitasid, et tagahargi massi suurenedes paranes sõidudünaamika kuni 16 % ning paranemist oli märgata kogu uurimise alla võetud vedrustuse konfiguratsioonide korral. SolidWorks Motion keskkonnas loodud simulatsioonid aga näitasid sõidudünaamika halvenemist kuni 20 % võrra kuid samas jäigemate vedrustuste korral näitasid ka simulatsioonid, et sõidumugavus paranes mõningal määral.

Mõlemad meetodid näitasid, et pehmema sumbuvesteguritega amortisaatorid summutasid teekonarusest tulenevaid lööke efektiivsemalt ning juhini jõudev teepinnast tulenev löögienergia vähenes sumbuvesteguri vähenedes. Sestap on soovitatav kasutada mootorratta tagahargi vedrustamiseks pigem pehmemaid amortisaatoreid. Teisalt liig pehmed amortisaatorid ei suutnud dünaamilise süsteemi võnkumisi piisavalt summutada ning mootorrattas jätkas võnkumist võrdlemisi pika aja vältel, mis samuti mõjub halvasti sõiduki juhitavusele. Nii simulatsioonid kui ka modelleerimised näitasid, et uurimise alla võetud vedrustuste parameetrite korral oli vedru jäikuse mõju tulemustele üsna väike. Peamiselt kerkis vedru jäikuse mõju esile just väiksemate sumbuvesteguritega vedrustuste korral.

Mõlema meetodi puhul saadud tulemuste sarnasused viitavad, et dünaamiliste süsteemide uurimiseks sobivad edukalt nii SolidWorks Motion keskkond kui ka Matlab Simulink. Paraku enne reaaleluliste katsetuste läbiviimist on raske hinnata saadud tulemuste adekvaatsust. Mõlemal meetodil olid siiski mõned puudused. SolidWorks Motion keskkonnas oli keeruline simuleerida teepinna konarusi. Enne häirituse süsteemi viimist pidi kuni pool sekundit simulatsiooni ajast jätma süsteemi algoleku stabiliseerumiseks. Matlab Simulink keskkonnas oli lihtsam tagada stabiilne algolek, et saada usaldusväärsemad andmed. Teisalt Matlab Simulink keskkonnas ei ole võimalik arvesse

võtta dünaamilise süsteemi geomeetriast tulenevaid iseärasusi, mistõttu konkreetsete mehaaniliste süsteemide uurimine antud meetodil on mõneti raskendatud.

## KASUTATUD KIRJANDUS

1. **Bolton, O.** (1895). Electrical Bycycle. Ameerika patent US552271A.  
<https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=US&NR=552271A&KC=A&FT=D> (02.03.2017)
2. **Roberts, R.** (2013). Electric Bike History, patents from the 1800's.  
<https://www.electricbike.com/e-bike-patents-from-the-1800s/> (02.03.2017)
3. **Theryc, C.** (1896). Wheel with electrical motor hub for vehicles. Ameerika patent US572036A.  
<https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=US&NR=572036A&KC=A&FT=D&ND=&date=18961124&DB=&locale=> (02.03.2017)
4. **Libbey, H. W.** (1897). Electric Bicycle. Ameerika patent US596272A.  
<https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=US&NR=596272A&KC=A&FT=D&ND=&date=18971228&DB=&locale=> (02.03.2017)
5. Electric Motorcycle. - *Popular Mechanics*. New York. oct 1911. 264 lk. ISSN 0032-4558
6. Ransomes, Sims & Jefferies: Motorcycles. (2014). Grace's guide to British industrial history.  
[http://www.gracesguide.co.uk/Ransomes,\\_Sims\\_and\\_Jefferies:\\_Motorcycles](http://www.gracesguide.co.uk/Ransomes,_Sims_and_Jefferies:_Motorcycles) (04.03.2017)
7. **Tragatsch, E.** (1985). The Illustrated Encyclopedia of Motorcycles. 560 lk
8. Our History: The First Manufacturer of Industrial and Commercial Electric Vehicles. Columbia ParCar Corp.  
<https://web.archive.org/web/20040225165208/http://www.parcars.com/legend/history.htm> (09.03.2017)
9. **Kordesch, K.** PhD. Global Energy Systems.  
<https://www.globalenergysys.net/bios/KarlKordeschPhD.pdf> (10.03.2017)
10. Karl Kordesch. Wikipedia artikkel. [https://en.wikipedia.org/wiki/Karl\\_Kordesch](https://en.wikipedia.org/wiki/Karl_Kordesch) (10.03.2017)
11. Post 1953 Indian Motorcycle History.  
<https://web.archive.org/web/20070704104051/http://www.cycletownusa.com:80/post1953.html> (10.03.2017)
12. **Grubb, J.** (1974). Gas? Who needs it? Ride a Charger!. *Popular Mechanics*. Aprill 1974. lk 82-83
13. **Miles, M.** (1992). Eleven second in the electric chair. *Cycle World Magazine*. Juuni 1992. Lk 108-110
14. Lectra VR24. <http://www.electricmotorbike.org/index.php?page=lectra> (10.03.2017)
15. E-Vivacity or the „eco-citizen“ scooter.  
<https://web.archive.org/web/20110716192047/http://www.peugeot.com/en/news/2009/11/30/e-vivacity-or-the-eco-citizen-scooter.aspx> (10.03.2017)

16. **Schneider, L.** (2013). History, Sexiness and Call to Action.  
<https://evinstitute.wordpress.com/2013/04/16/electric-motorcycles/> (14.03.2017)
17. ZERO SR zf 13.0 andmeht. <http://www.zeromotorcycles.com/zero-s/specs.php> (14.03.2017)
18. **Rich, B.** (2015). 2015 Electric Motorcycles: Buyer's Guide.  
[http://www.greencarreports.com/news/1094729\\_2015-electric-motorcycles-buyers-guide](http://www.greencarreports.com/news/1094729_2015-electric-motorcycles-buyers-guide)  
(15.03.2017)
19. Victory Motorcycles'i koduleht. <http://www.victorymotorcycles.com/en-us/electric/empulse-tt-titanium-silver-havasu-red/specs> (14.03.2017)
20. Tehnikaleksikon. (1981). Tallinn: Valgus. 656 lk.
21. **Palu, A.** (1965). Mootorrattad ja motorollerid. Tallinn: Eesti Raamat. 339 lk.
22. **Palu, A.** (1976). Mootorrattad. Tallinn: Valgus. 250 lk.
23. **Schalkwyk, D.J., Kamper, M.J.** Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles. University of Stellenbosch.
24. Kinematic motion analysis. Tarkvara tutvustav koduleht.  
<https://www.solidsolutions.co.uk/solidworks/simulation/features/motion.aspx> (15.03.2017)
25. Mootorratta BMW f650gs andmeht.  
[http://www.motorcyclespecs.co.za/model/bmw/bmw\\_f650gs%2004.htm](http://www.motorcyclespecs.co.za/model/bmw/bmw_f650gs%2004.htm) (17.03.2017)
26. **Carlson, C. R., Gerdes, J.G.** Identifying Tire Pressure Variation by Nonlinear Estimation of Longitudinal Stiffness and Effective Radius. <http://www-cdr.stanford.edu/dynamic/navigation/NLSlipAVEC2002.pdf> (18.03.2017)
27. **Apicella, M.** Ride Model Analysis- The Development of Motorcycle Suspension Damping to Optimise Vehicle Grip Through Vehicle Dynamics Fundamental Model Formulations. <https://core.ac.uk/download/pdf/30617928.pdf> (19.03.2017)
28. **Florin, A., Ioan-Cozmin, M., Liliana, P.** Pasive suspension modeling using Matlab, quarter car model, input signal step type.  
[http://www.fim.usv.ro/conf\\_1/tehnomusjournal/pagini/journal2013/files/45.pdf](http://www.fim.usv.ro/conf_1/tehnomusjournal/pagini/journal2013/files/45.pdf)  
(21.03.2017)

## SUMMARY

The aim of this research was to investigate the effect of unsprung mass on vehicle dynamics on the basis of motorcycle BMW f650gs. Simulations made by SolidWorks Motion and modeling results made in Matlab Simulink environment indicate that when increasing unsprung mass of motorcycle rear swingarm, noticeable changes occurred in vehicle dynamics. Modeling carried out by Matlab Simulink showed that by increasing unsprung mass, driving dynamics improved up to 16 % and improvement in driving dynamics was noticeable throughout the suspension configurations which were taken under investigation. On the other hand SolidWorks Motion simulations showed a deterioration in the driving dynamics up to 20%. Yet rear swingarm with stiffer suspension improved ride comfort to some extent when increasing unsprung mass.

Both methods showed that the suspensions with softer dampers coefficients dampened shocks coming from road surface more effectively. Therefore, it is recommended to use suspensions with softer damping coefficients when increasing unsprung mass. On the other hand excessively soft suspensions didn't managed to absorb shock and motorcycle continued to oscillate relatively long period of time, which also negatively affects vehicle handling. Both simulations and modeling showed that influence on the results of the spring stiffness is relatively low.

Both methods showed some similarities and therefore both methods are suitable to study successfully the effects of increased unsprung mass. Unfortunately, before real life experiments have not been done, it is difficult to assess the adequacy of the results obtained. However, both methods had some drawbacks. SolidWorks Motion showed the complexity when imitating road bumps. It took almost half a second to sysem to stabilize before road bump could be imitated. In Matlab Simulink environment there was easier to set initial conditions and therefore influence on the results was minimal. On the other hand Matlab Simulink environment can not take into account the geometry of the features making investigation of a specific problem more difficult.

**LISAD**



Lisa 1. Ogden Boltleni patendi joonised

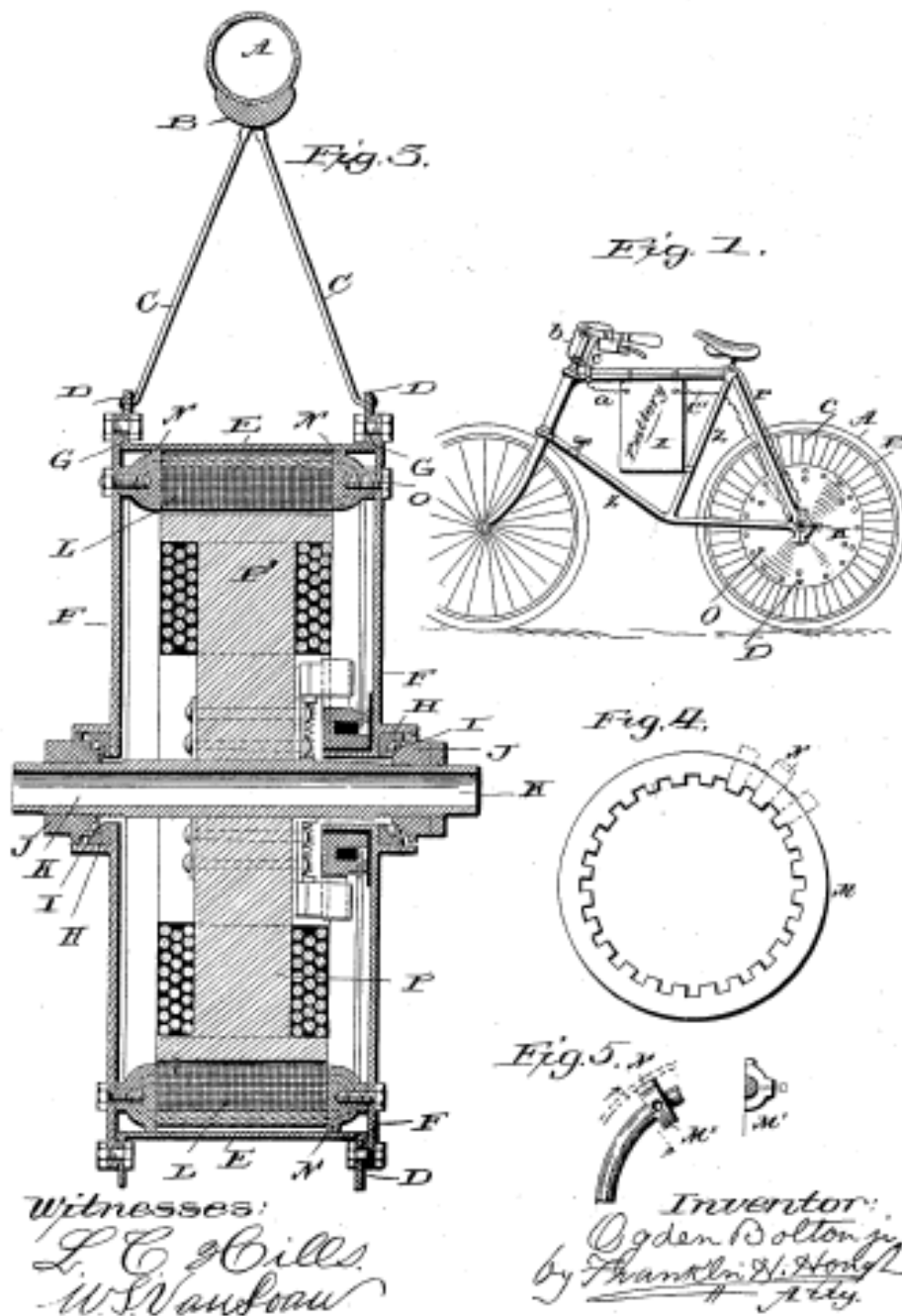
(No Model.)

3 Sheets—Sheet 1.

O. BOLTON, Jr.  
ELECTRICAL BICYCLE.

No. 552,271.

Patented Dec. 31, 1895.



MADE IN U.S.A. BY THE PATENT OFFICE, WASHINGTON, D.C.

(No Model.)

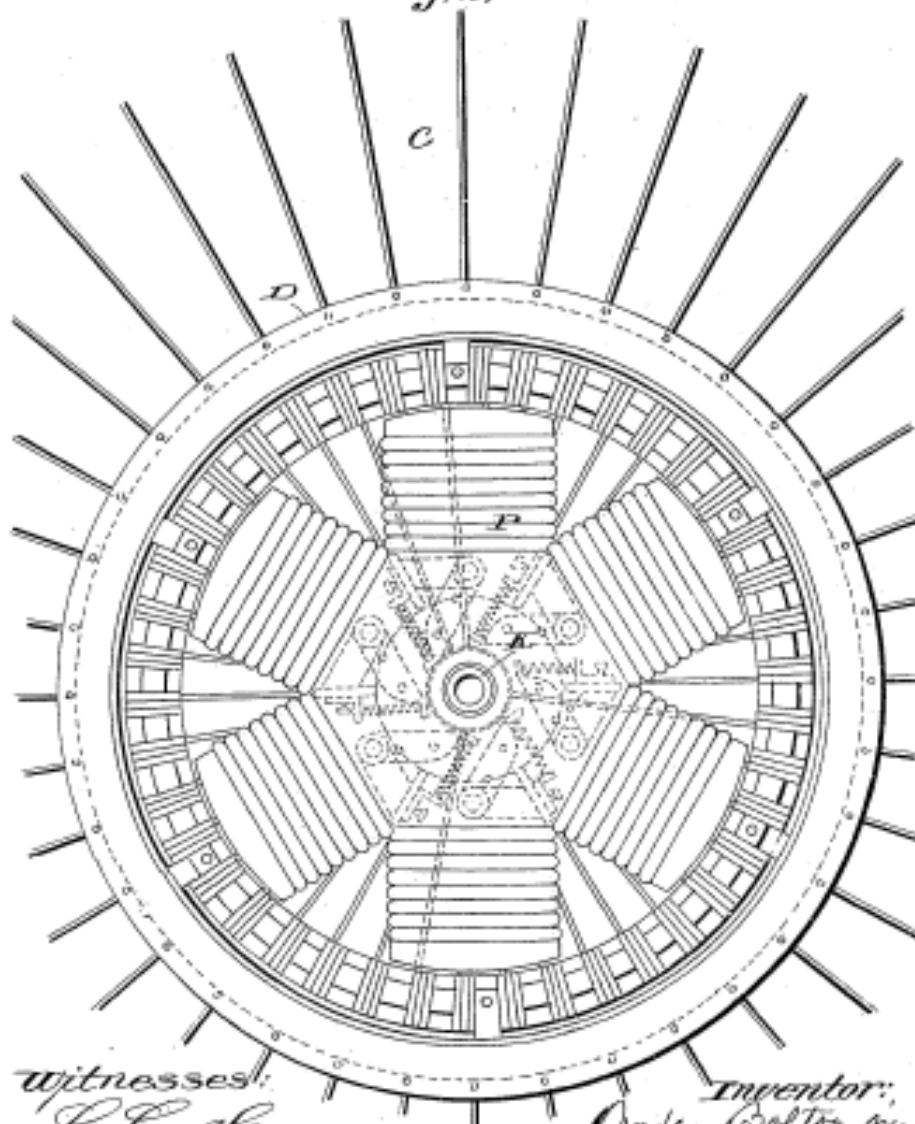
3 Sheets—Sheet 2

O. BOLTON, Jr.  
ELECTRICAL BICYCLE.

No. 552,271.

Patented Dec. 31, 1895.

Fig. 2.



Witnesses:  
L. C. Hills.  
W. S. Vauclan.

Inventor:  
Ogden Bolton, Jr.  
By J. F. Smith H. A. Hoxby  
Att'y.

Lisa 2. Charles Theryci patendi joonised

(No Model.)

2 Sheets—Sheet 1.

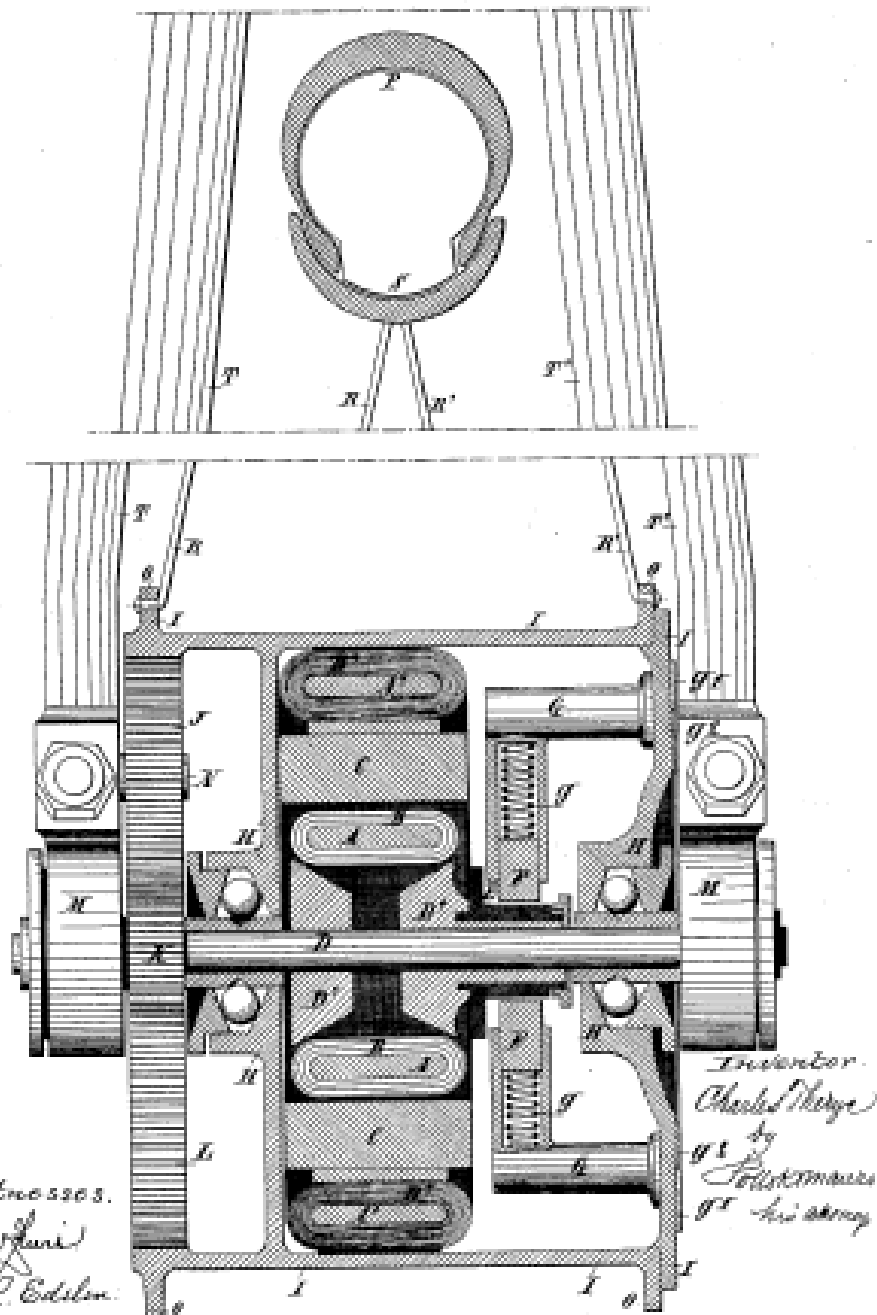
C. THERYC.

WHEEL WITH ELECTRICAL MOTOR HUB FOR VEHICLES.

No. 572,036.

Patented Nov. 24, 1896.

FIG. 1.



THE PATENT OFFICE OF THE UNITED STATES OF AMERICA.

# Lisa 3. Hosea W. Libbey patendi joonised

[No Model.]

H. W. LIBBEY,  
ELECTRIC BICYCLE.

No. 596,272.

Patented Dec. 28, 1897.

Fig. 1.

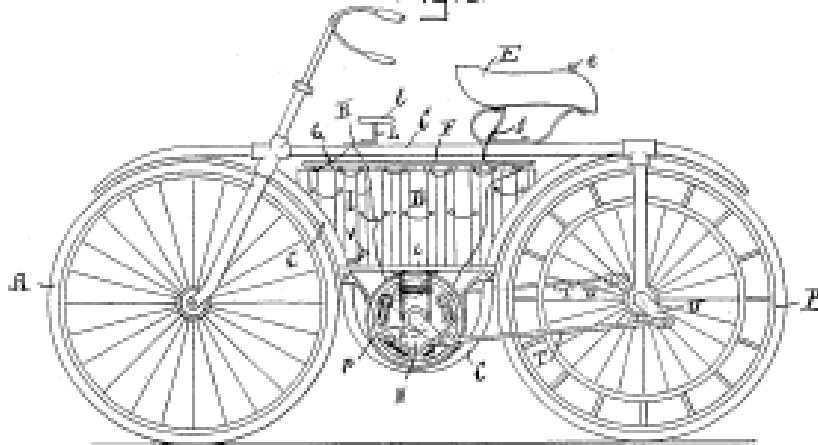


Fig. 2.

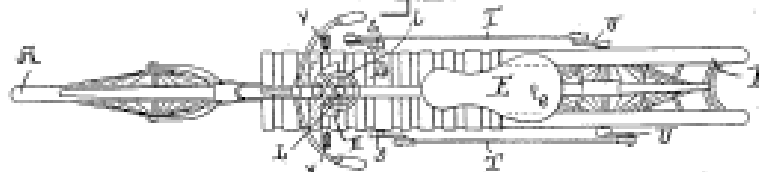


Fig. 5.

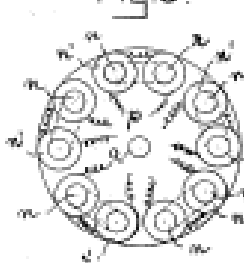


Fig. 3.

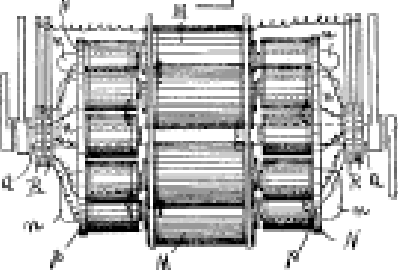


Fig. 4.

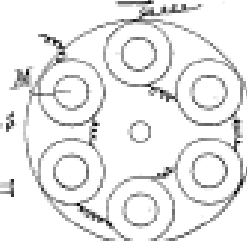
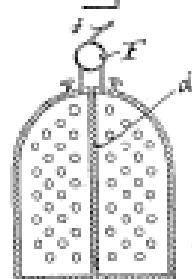


Fig. 6.



*Witnesses*  
*Samuel J. Kewin*  
*Laura E. Hayward*

*Inventor*  
*Hosea W. Libbey*  
*by Edwin Blount*  
*attorney.*

#### **Lisa 4. BMW f650gs**



## Lisa 5. BMW f650gs tagumise vedrustuse andmeleht

Technical Data	F 650 GS	F 650 GS Dakar
<b>Rear suspension</b>		
Suspension strut	Central suspension strut pivoted to lever system. Spring base and rebound damping continuously adjustable.	
Suspension travel		
at wheel	mm (in)	165 (6.50) 210 (8.268)
at suspension strut	mm (in)	47.5 (1.87) 59.5 (2.34)
<b>Swinging fork</b>		
Type	Box-section fork	
Swinging fork length	mm (in)	564 (22.2)

### Technical data 0172 - F 650 GS

#### 33 - Rear axle, rear-wheel drive and rear-wheel guidance

Designation	Precondition	Value
Type of final drive		Chain drive
Type of rear suspension		Box-section two-arm fork
Spring travel, rear	At wheel	165 mm

#### 33 17 - Rear-wheel drive hanger

Press-in depth of inner needle sleeves in rear wheel swinging arm	measured from outside edge of rear wheel swinging arm	36.5 mm
Press-in depth of outer needle sleeves in rear wheel swinging arm	measured from outside edge of rear wheel swinging arm	3 mm

#### 33 53 - Springs with mounts

Type of rear suspension		Central spring strut pivoted to lever system with coil spring and single-tube gas-filled shock absorber; spring preload steplessly hydraulically adjustable, rebound stage damping steplessly adjustable.
Release temperature, bearing seats, relay lever		100 °C
Press-in depth of needle sleeves in relay lever (frame end)	measured from outside edge of relay lever	4 mm
Press-in depth of the needle sleeve in the reaction link	measured from outer edge of reaction link	4.5 mm
Mating temperature, bearing seats, relay lever		100 °C
Press-in depth of needle sleeves in relay lever (at spring strut)	measured from outside edge of relay lever	4 mm
Press-in depth of needle sleeves in relay lever (at reaction links)	measured from outside edge of relay lever	4.5 mm

#### 33 81 - Traction drivetrain motorcycle

Final-drive chain type and designation		O-ring chain 520
--	--	------------------

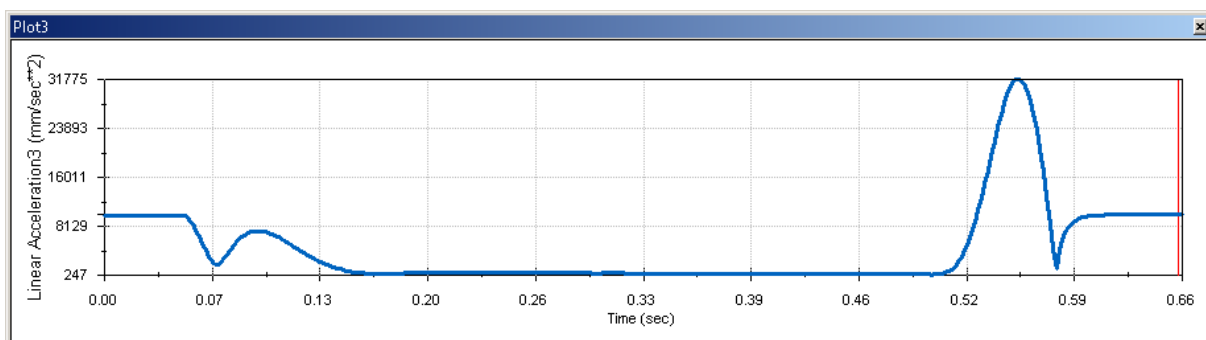
#### 33 82 - Traction drive, chain pinion, belt pinion

Secondary transmission ratio		2,938
Final drive, number of teeth		16 / 47
Pinion / sprocket		

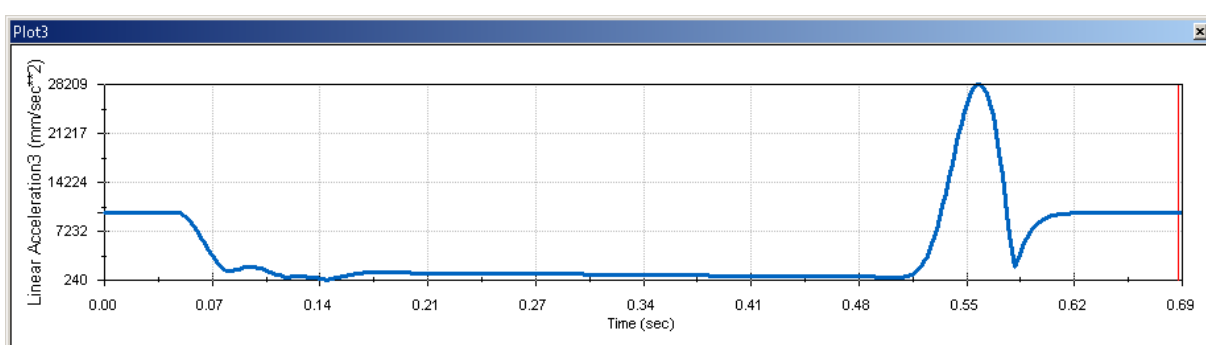
#### 33 83 - Traction drive, chain, belt

Number of links in final-drive chain		112
--------------------------------------	--	-----

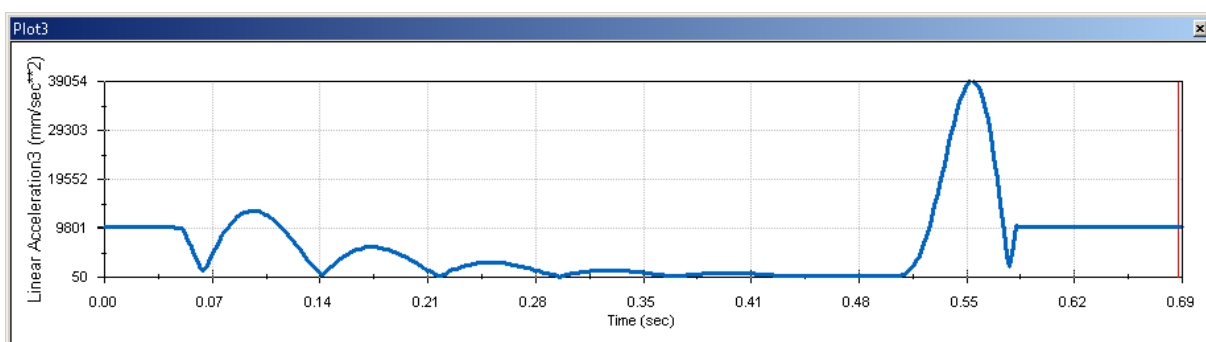
## Lisa 6. Vedrustamata massiga 40 kg katseandmete tulemused



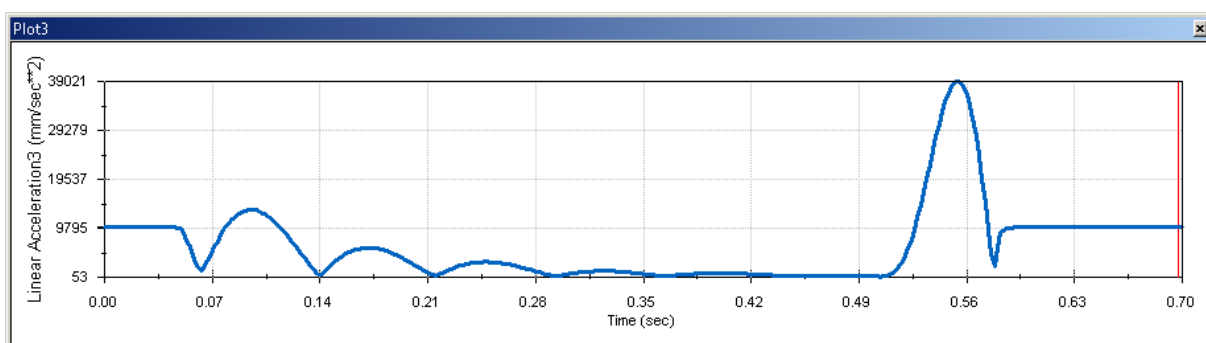
$K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$



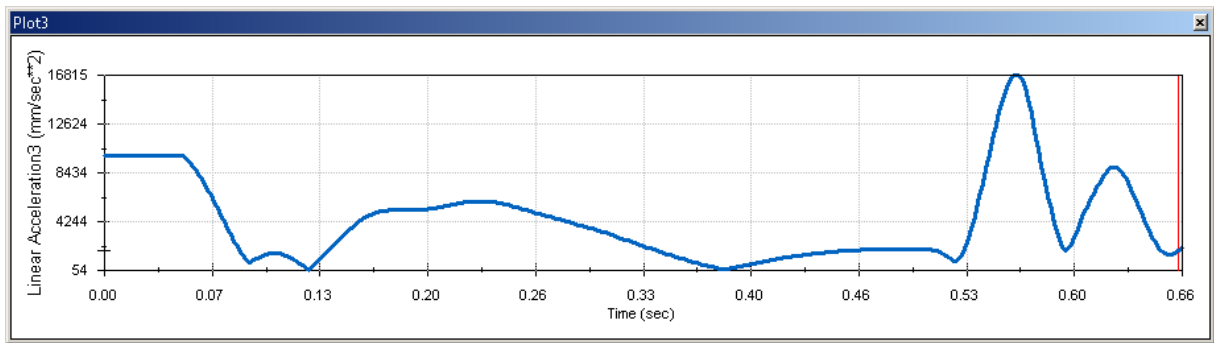
$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 50 \text{ kN*s/m}$



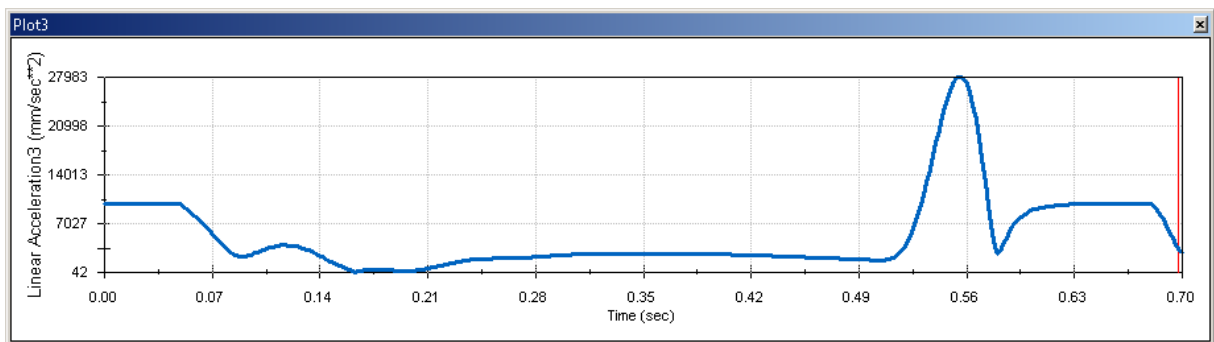
$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$



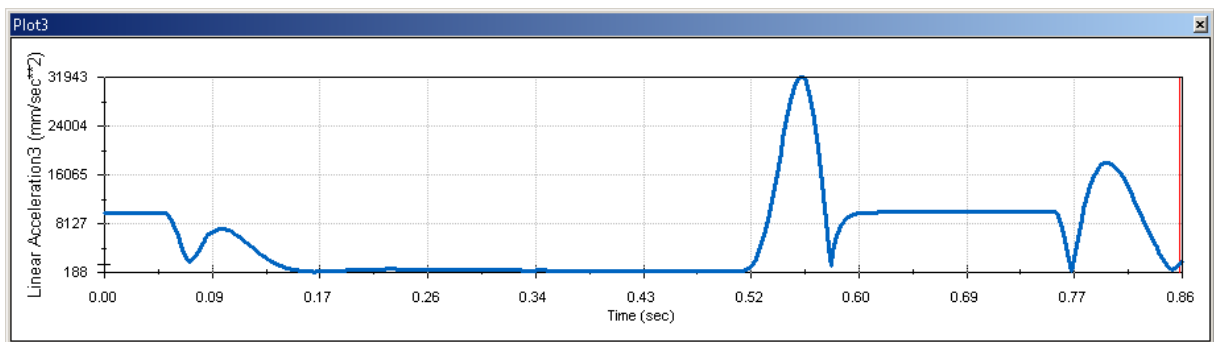
$K_s = 400 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$



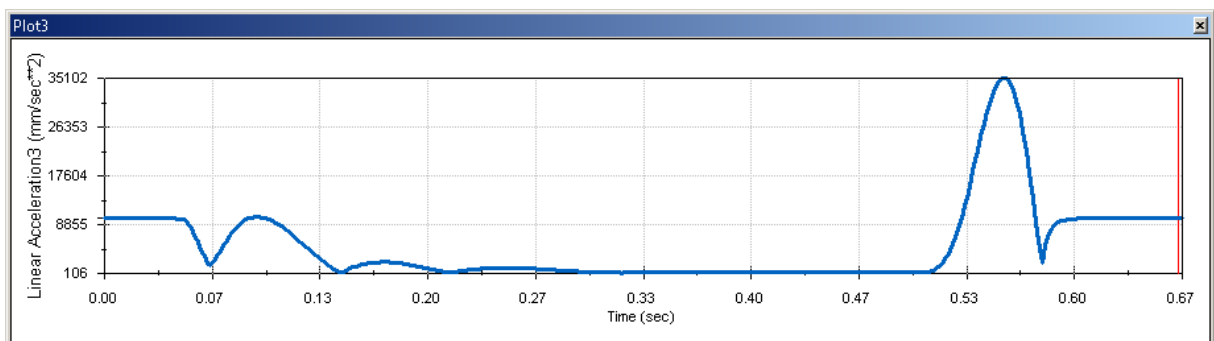
$K_s = 400 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$

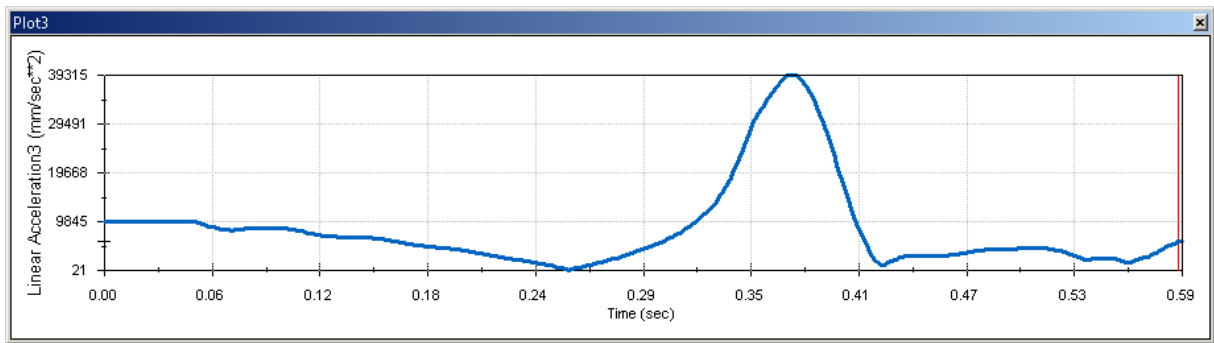


$K_s = 150 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$

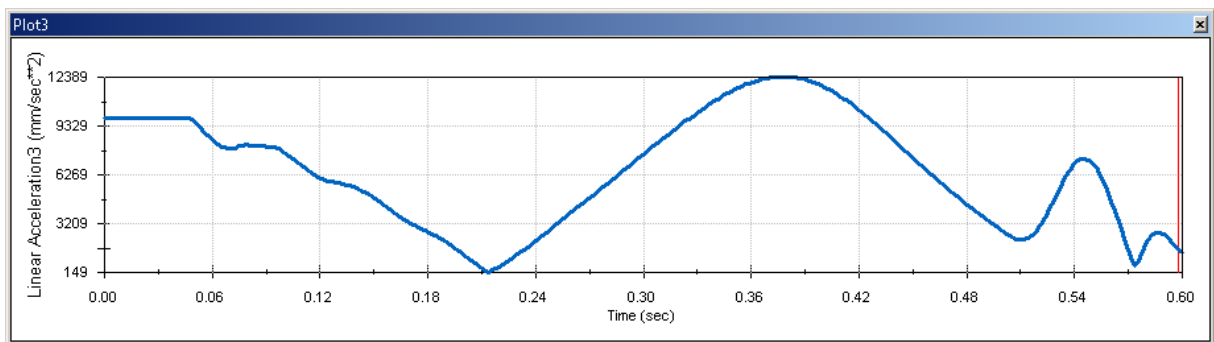


$K_s = 250 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 150 \text{ kN*s/m}$

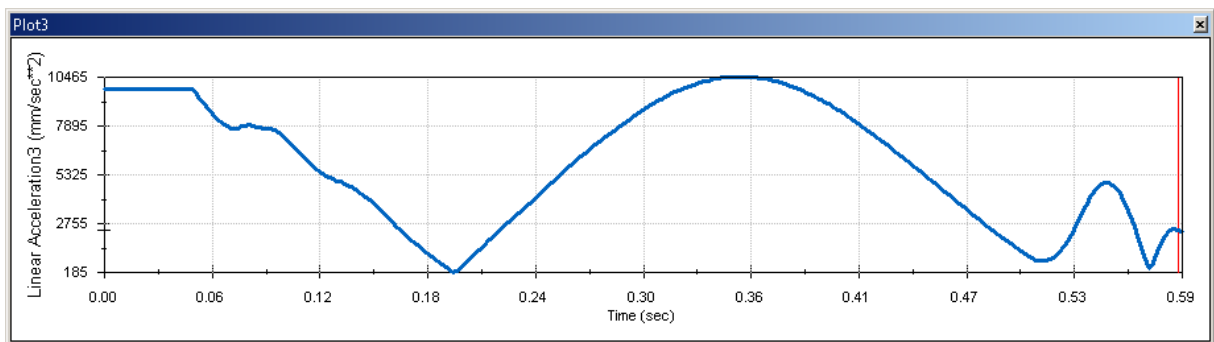




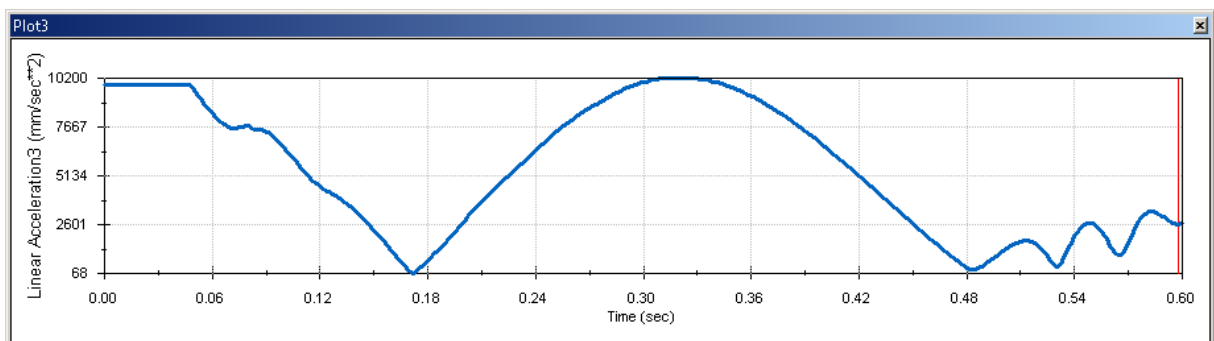
$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



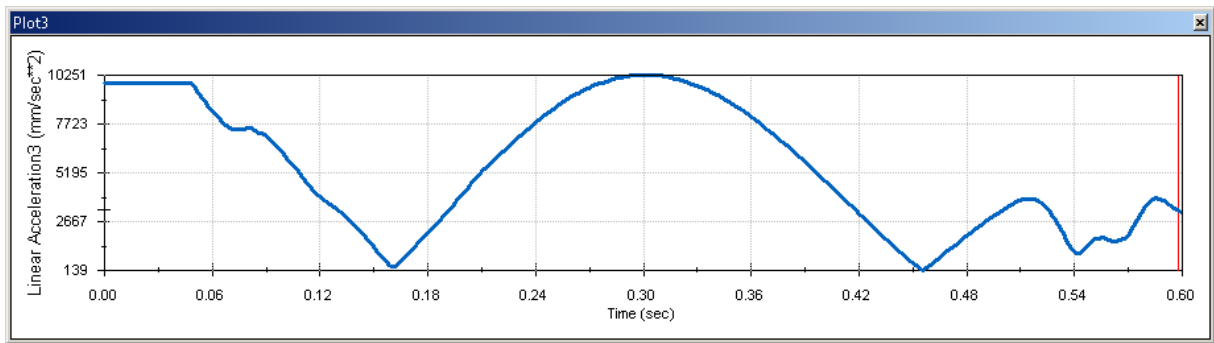
$K_s = 100 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



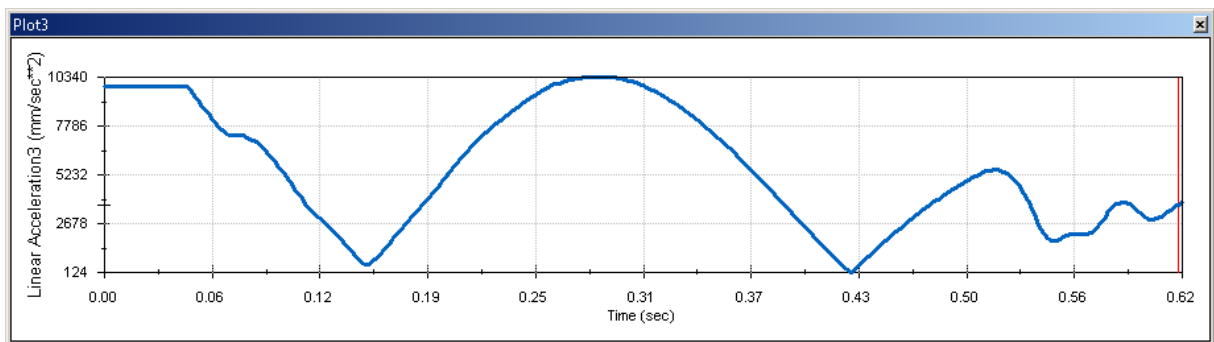
$K_s = 150 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



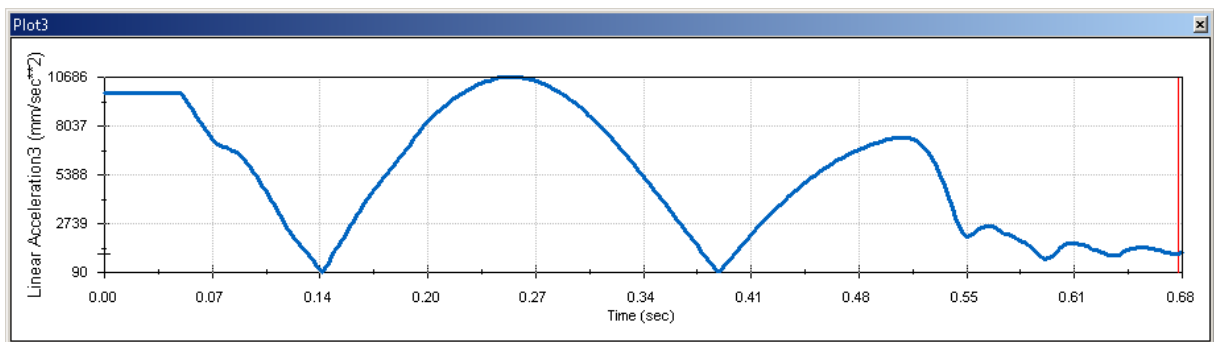
$K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



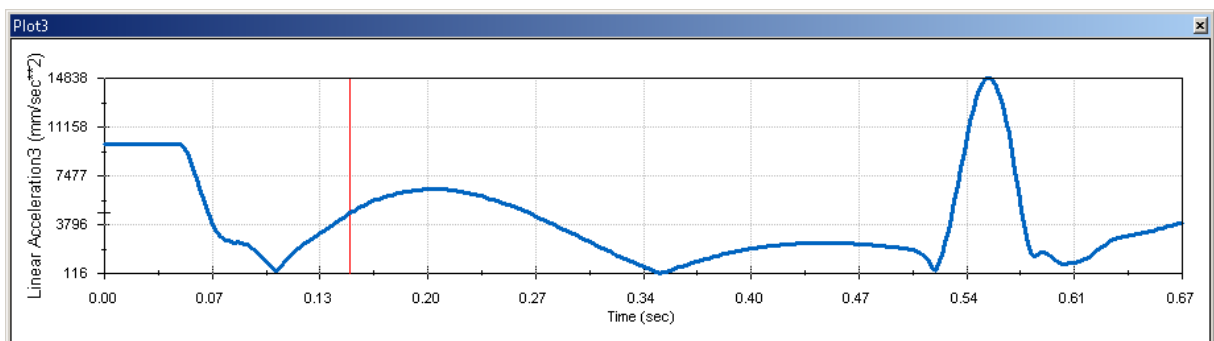
$K_s = 250 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$



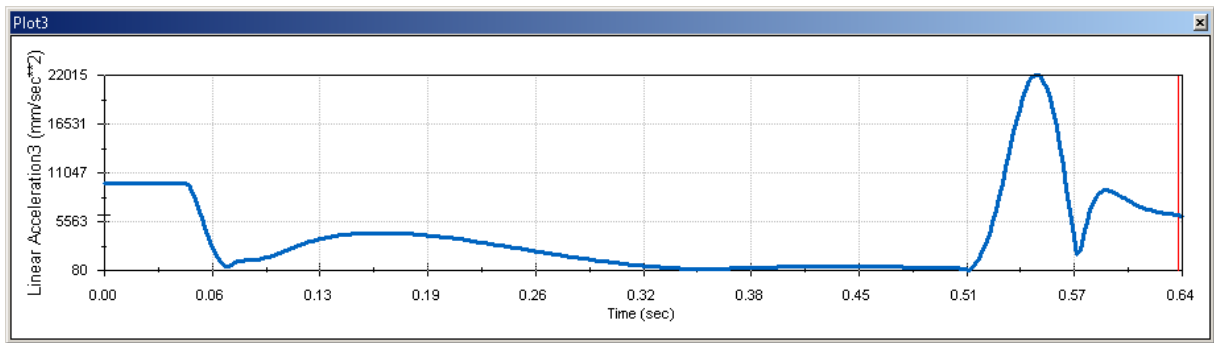
$K_s = 300 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



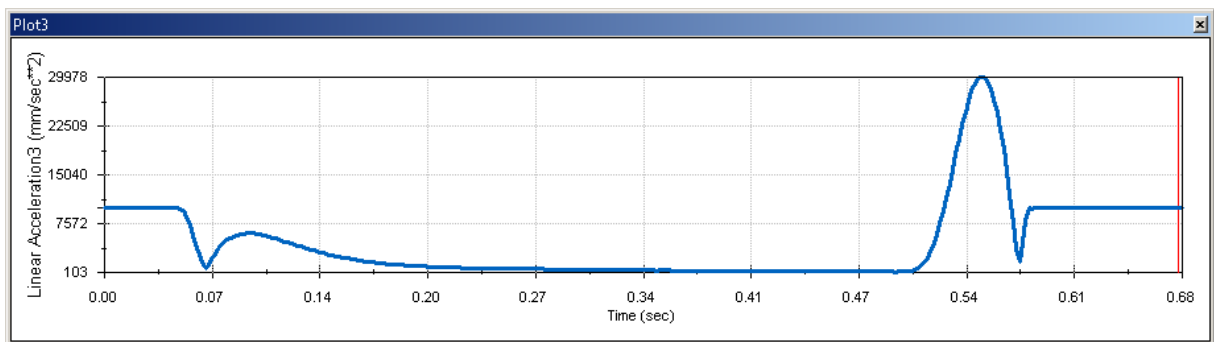
$K_s = 400 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 5 \text{ kN*s/m}$



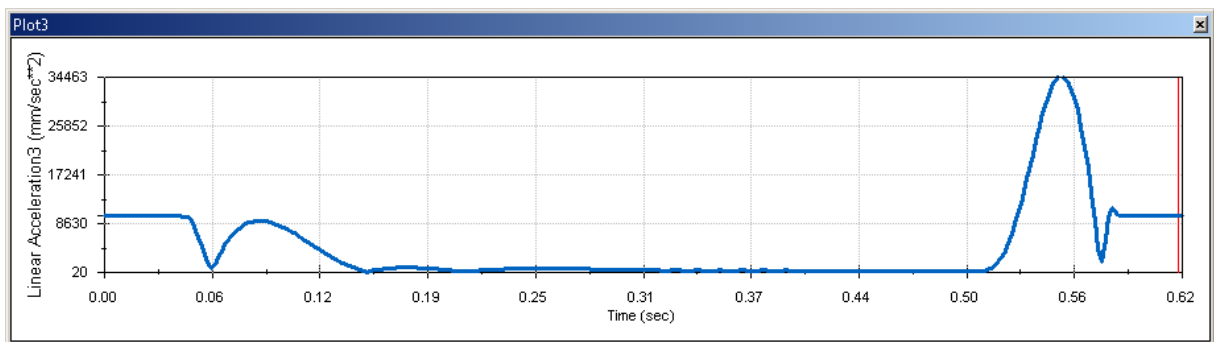
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$



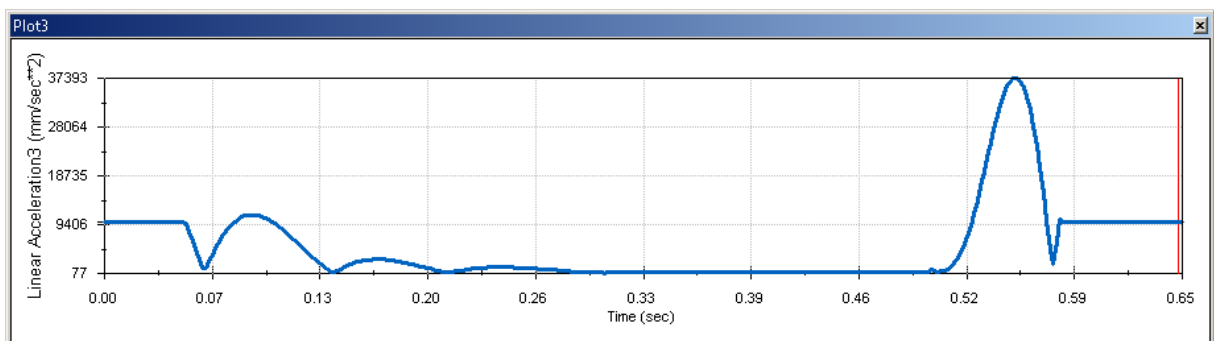
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 50 \text{ kN*s/m}$



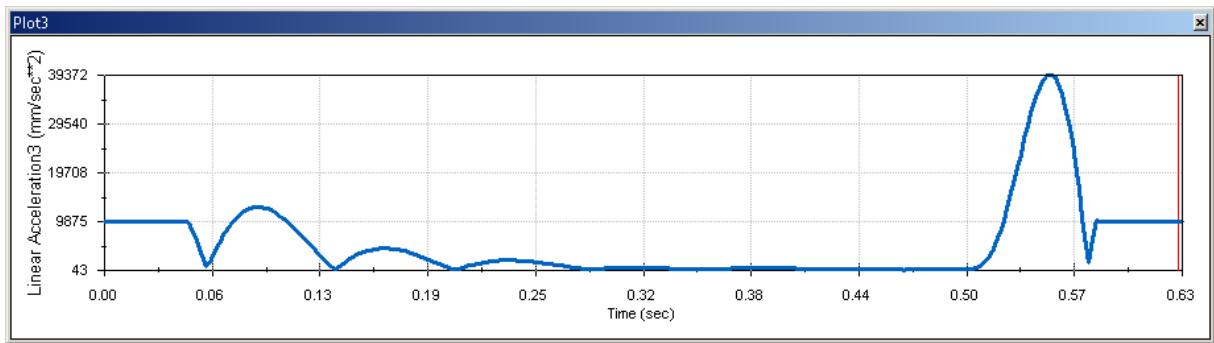
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 150 \text{ kN*s/m}$

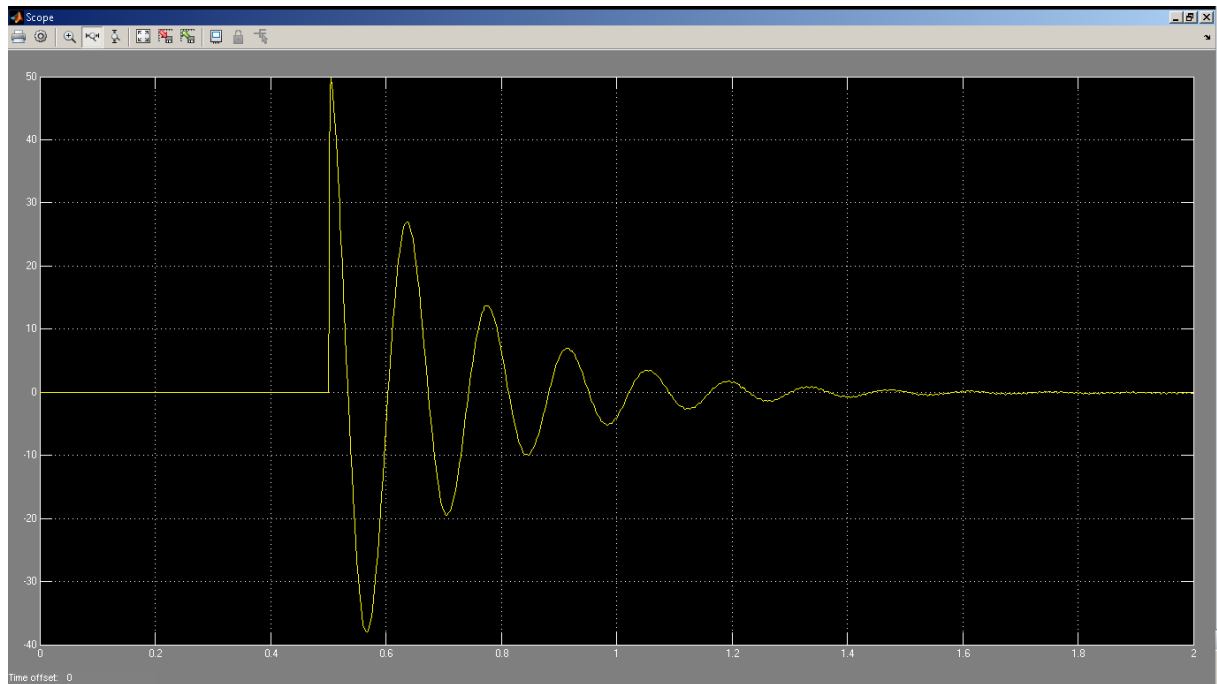


$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 200 \text{ kN*s/m}$

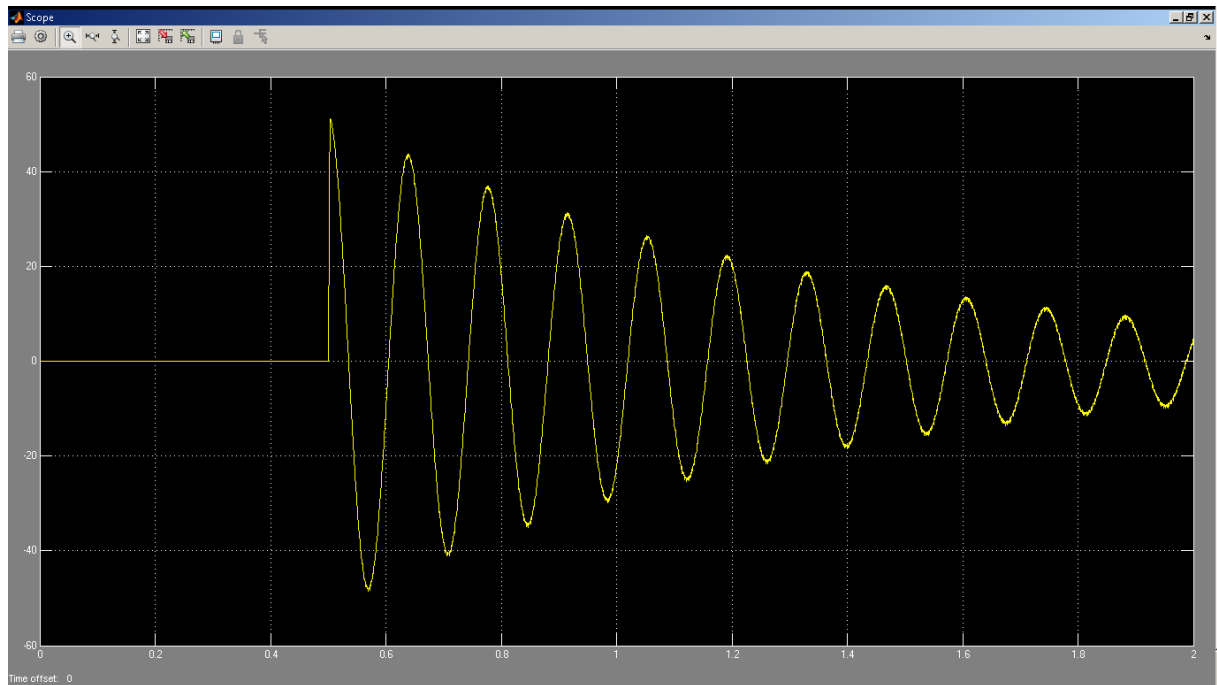


$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$

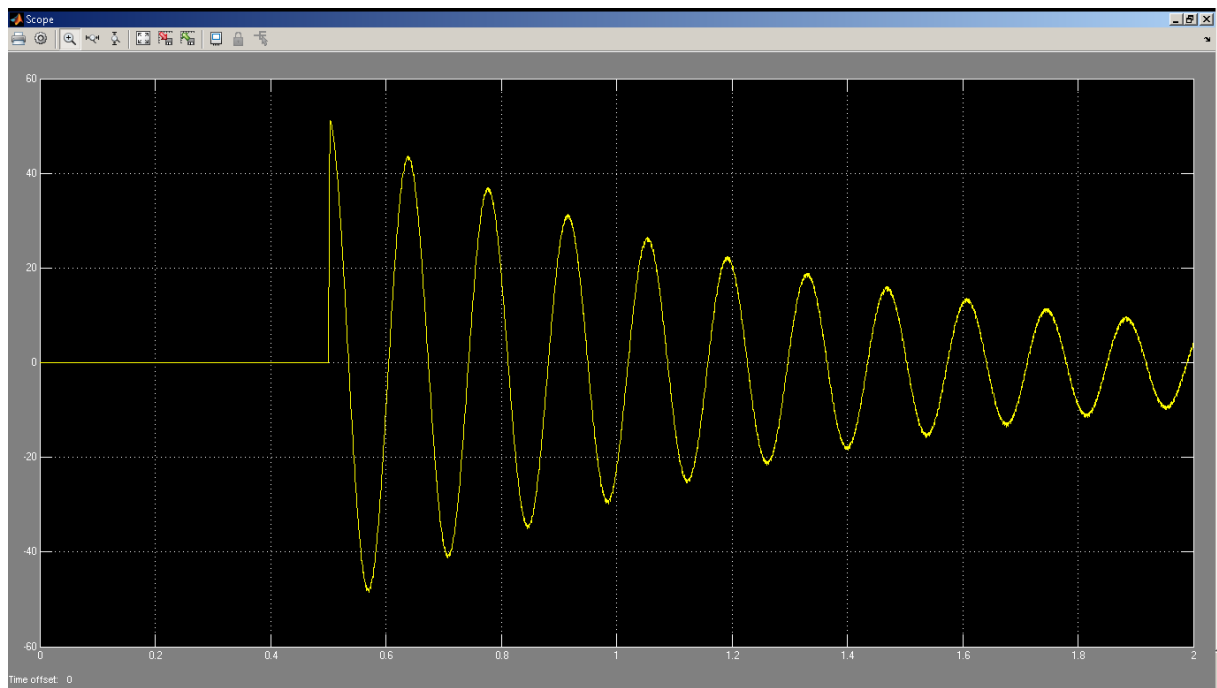
## Lisa 7. Matlab Simulink'i tulemused vedrustamata massi 15 kg korral



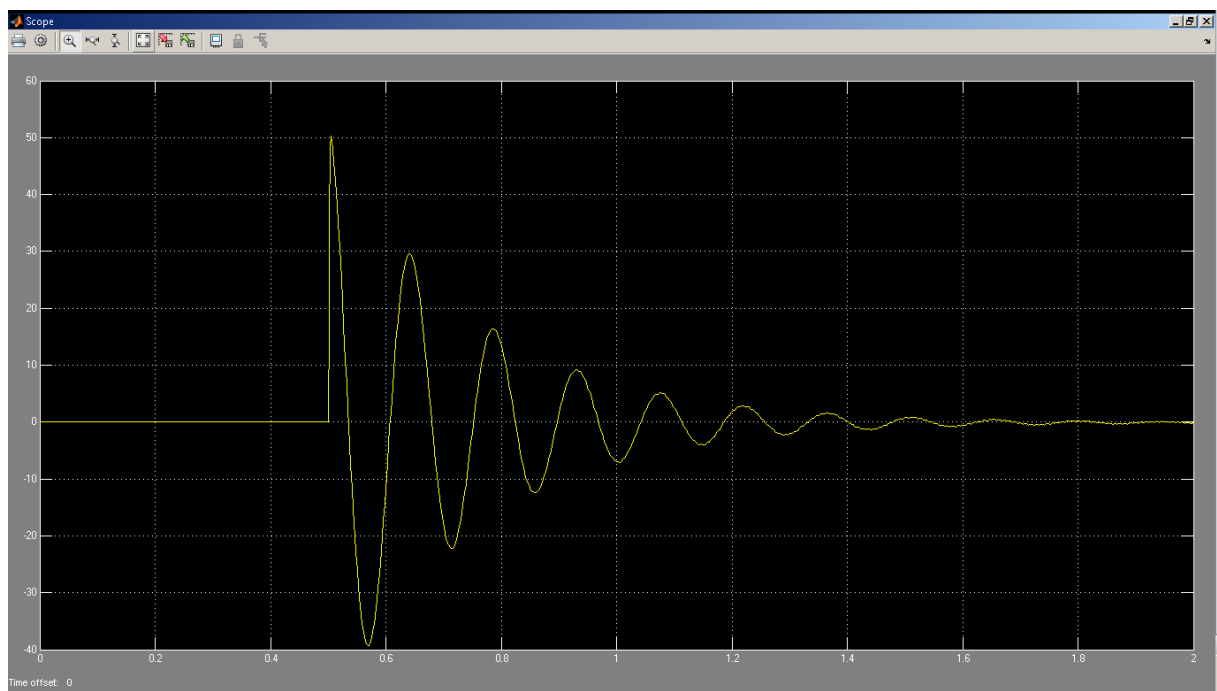
$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$

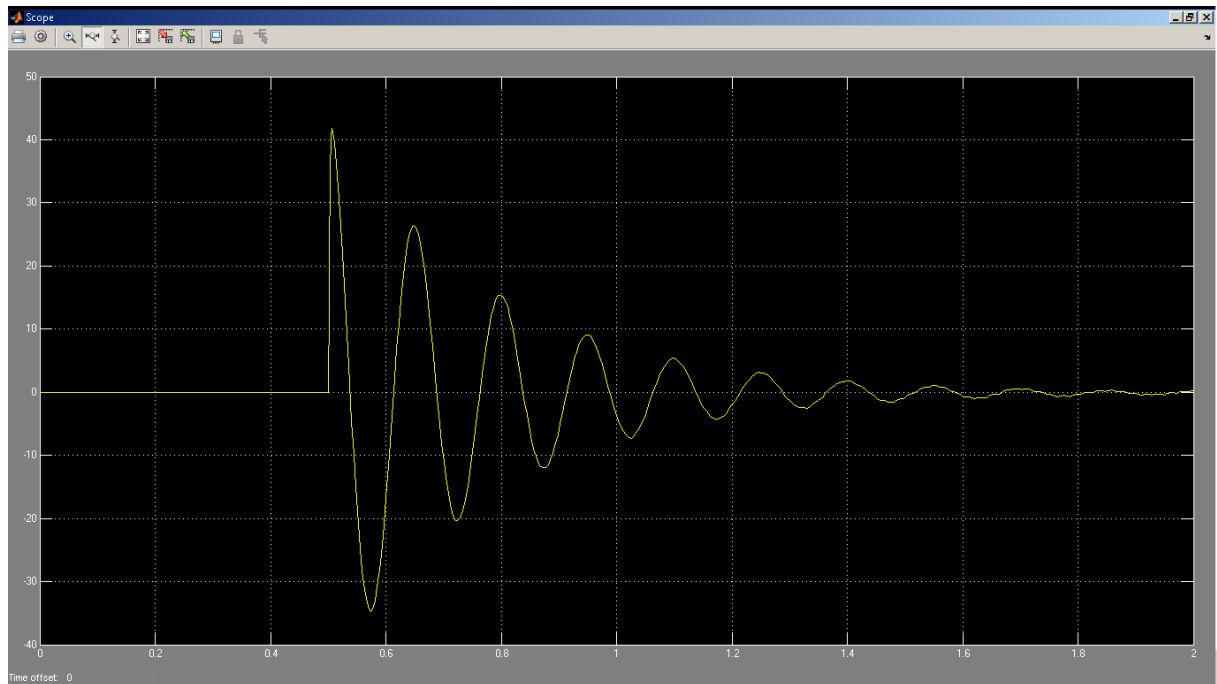


$K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$

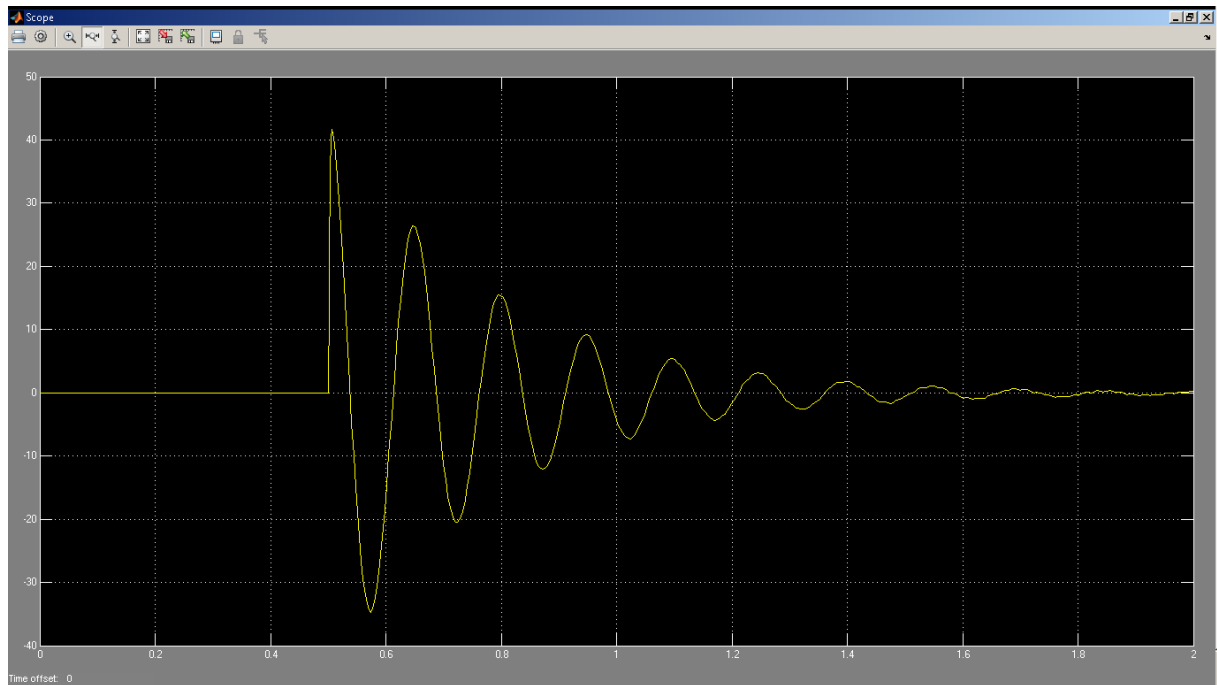


$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$

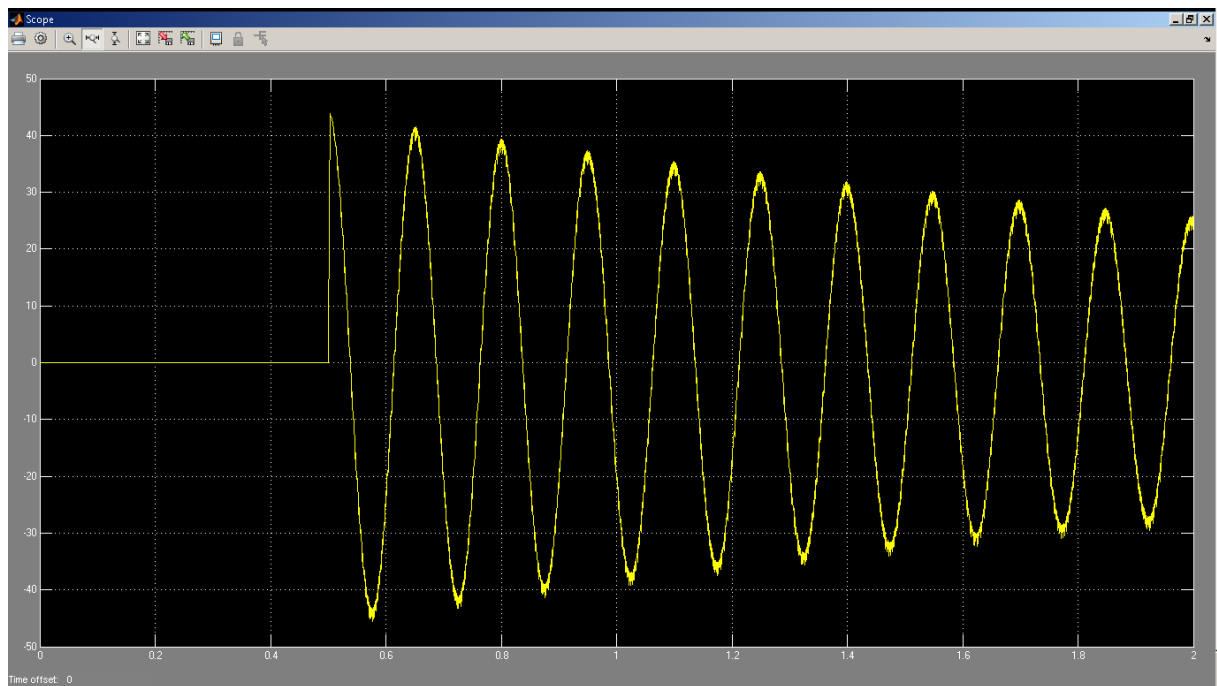
## Lisa 8. Matlab Simulink'i tulemused vedrustamata massi 40 kg korral



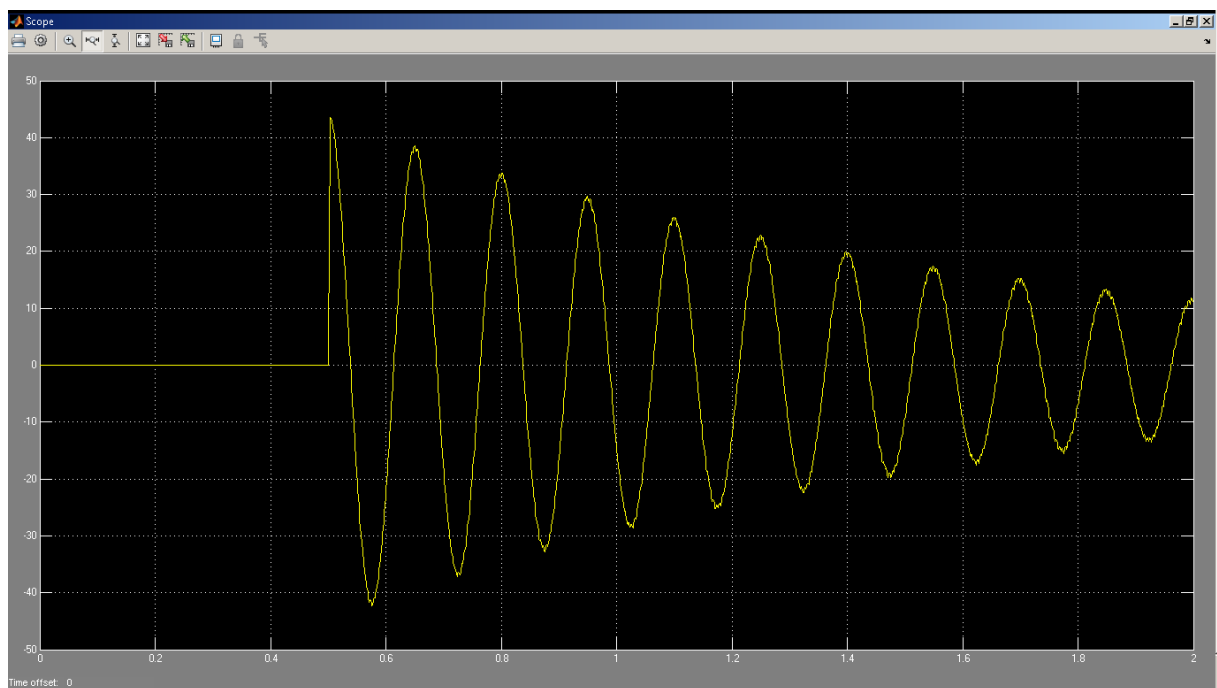
$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 100 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$

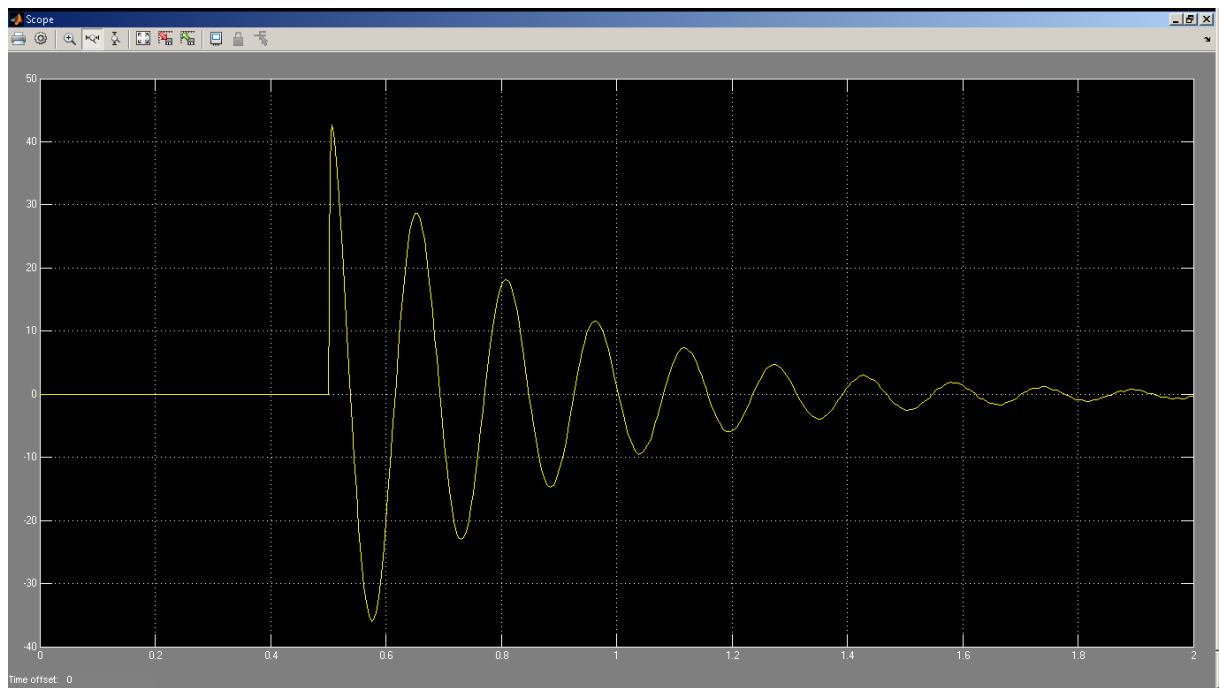


$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$

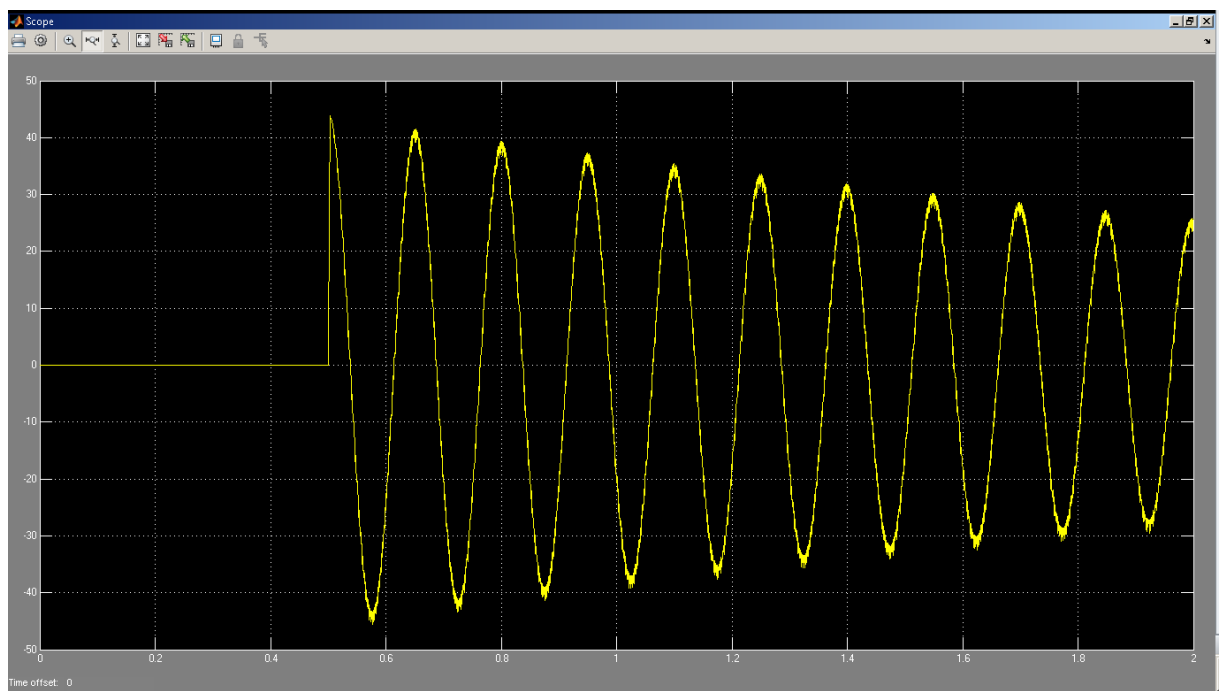


$K_s = 200 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 100 \text{ kN*s/m}$

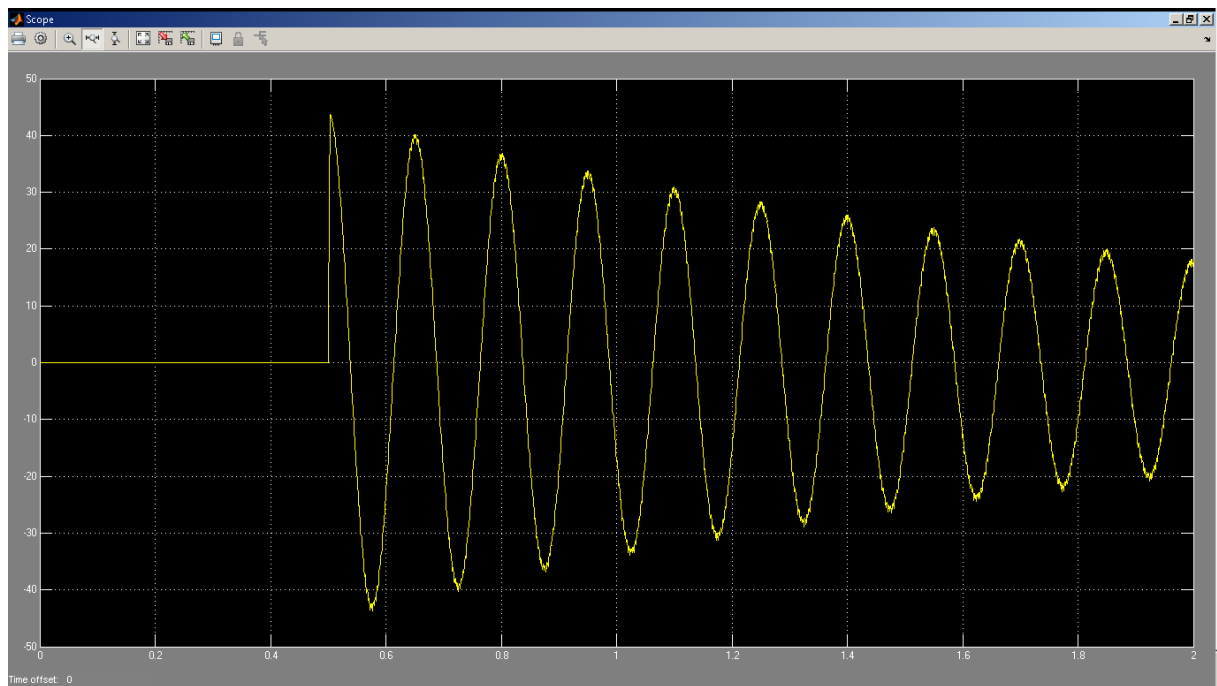




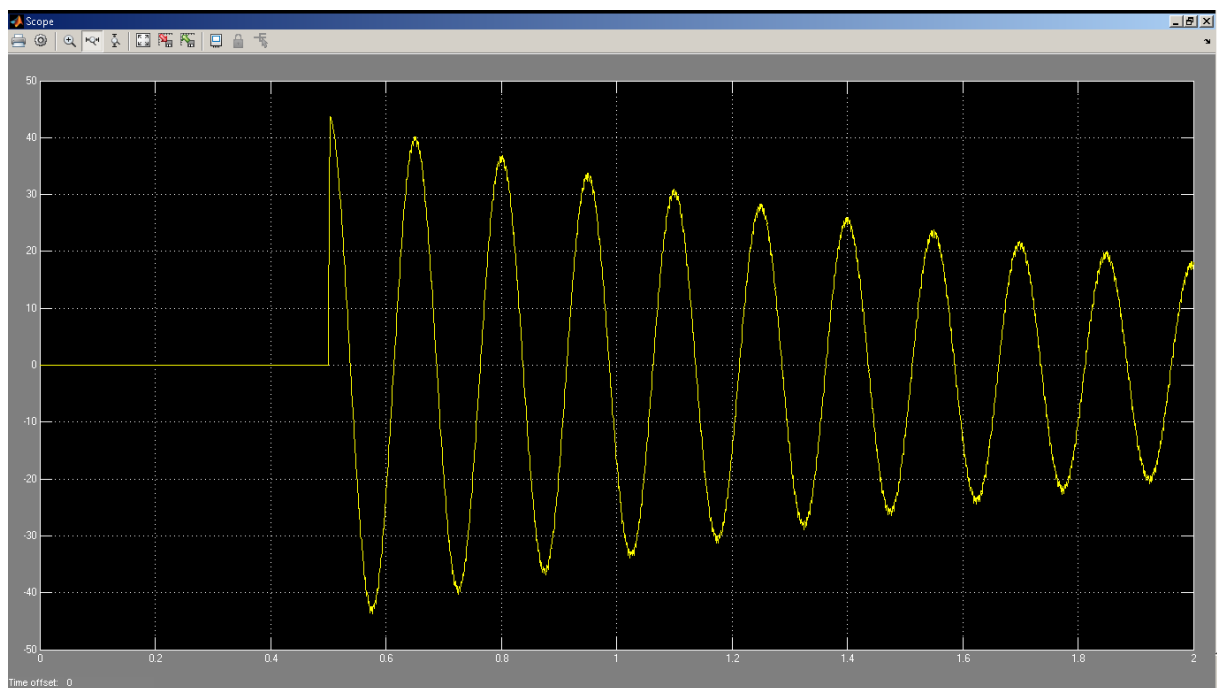
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 25 \text{ kN*s/m}$



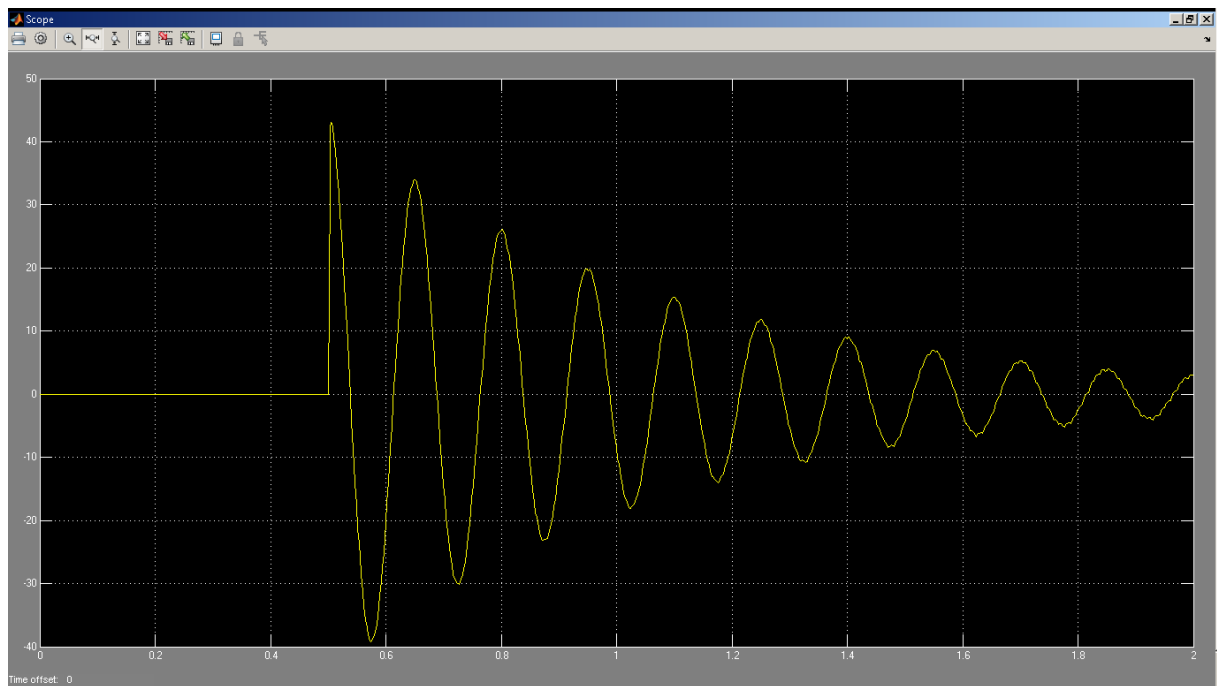
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 250 \text{ kN*s/m}$



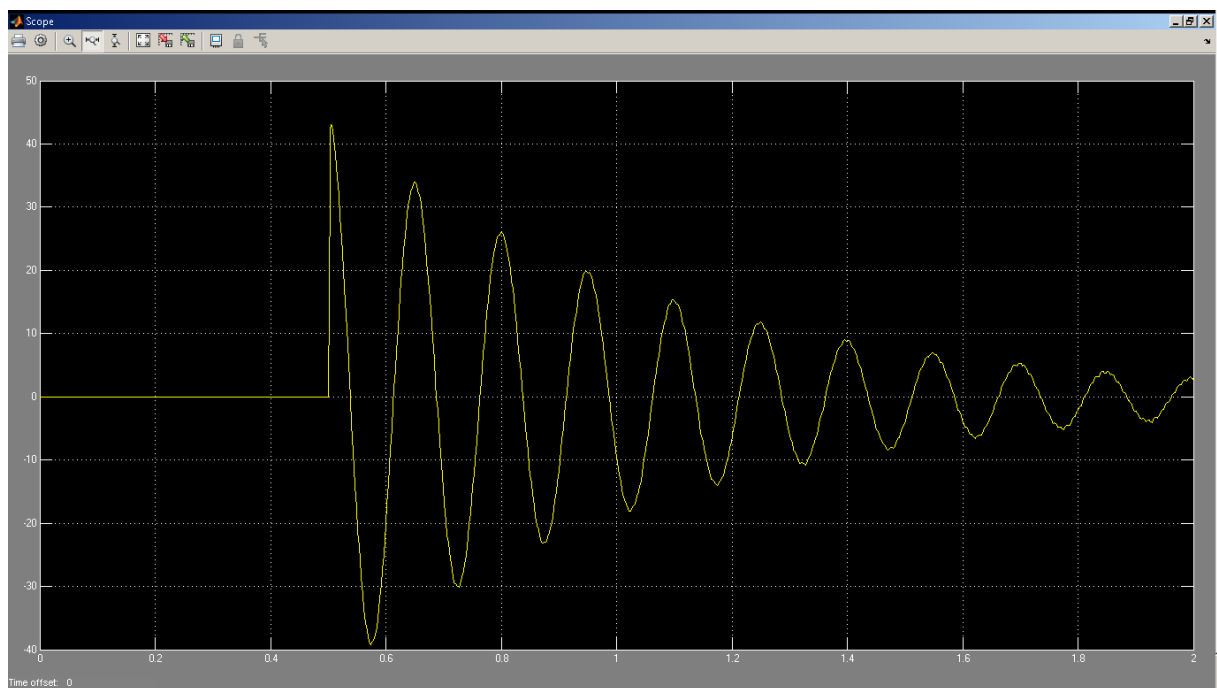
$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 150 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 500 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 50 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 150 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 50 \text{ kN*s/m}$



$K_s = 50 \text{ kN/m}$  ja  $B_s = 50 \text{ kN*s/m}$

Mina, Priit Lille

sünniaeg 15.07.1990,

1. annan Eesti Maaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud lõputöö „Vedrustamata massi mõju mootorratta BMW f650gs sõiduomadusele“,

mille juhendaja on Tõnu Leemet

- 1.1. salvestamiseks säilitamise eesmärgil,
- 1.2. digiarhiivi DSpace lisamiseks ja
- 1.3. veebikeskkonnas üldsusele kättesaadavaks tegemiseks  
kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;
2. olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile;
3. kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid õigusi.

Lõputöö autor \_\_\_\_\_  
(allkiri)

Tartu, \_\_\_\_\_  
(kuupäev)

---

### Juhendaja kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Luban lõputöö kaitsmisele.

\_\_\_\_\_  
(juhendaja nimi ja allkiri)

\_\_\_\_\_  
(kuupäev)